





Kompressions-Kältemaschinen

mit

flüchtigen Flüssigkeiten.

Machines frigorifiques à gaz liquéfiable de R. E. de Marchena.

Autorisirte deutsche Ausgabe

von

Gottlieb Behrend,

Ingenieur in Hamburg.

Veröffentlicht als wissenschaftliche Ergänzung zu seinem Buche
Ueber Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen. III. Auflage.



Halle a. S.

Druck und Verlag von Wilhelm Knapp.

1895.





Kompressions-Kältemaschinen

mit

flüchtigen Flüssigkeiten.

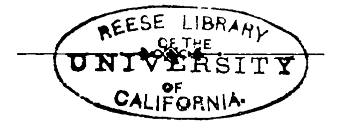
Machines frigorifiques à gaz liquéfiable de R. E. de Marchena.

Autorisirte deutsche Ausgabe

von

Gottlieb Behrend,
Ingenieur in Hamburg.

Veröffentlicht als wissenschaftliche Ergänzung zu seinem Buche
Ueber Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen. III. Auflage.



Halle a. S.
Druck und Verlag von Wilhelm Knapp.
1895.



Inhalts-Verzeichniss.

Bemerkung.

„Charakteristische Gleichung“, sonst auch als „Zustandsgleichung“ bezeichnet.
„K“, sonst auch mit „C“ bezeichnet in der Zustandsgleichung $p v = R T - K p^n$.
„m“ das Gewicht in kg, sonst auch mit „G“ bezeichnet.



Vorwort.

Das kleine französische Werkchen des Herrn Marchena habe ich ins Deutsche übertragen, weil in demselben das jetzt fast allein noch besondere Beachtung verdienende System der Kältemaschinen, nämlich die mit flüchtigen Flüssigkeiten arbeitenden Kompressionsmaschinen, einer ausserordentlich eingehenden theoretischen Betrachtung unterzogen werden. Es erscheint als besonders geeignet, in dieser Beziehung die Hauptmängel meines in dritter Auflage erschienenen Buches „Ueber Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen" auszufüllen. Die mathematischen Entwickelungen stützen sich noch auf den allgemein bekannten Carnot'schen Kreisprozess, der vollkommen adiabatische Vorgänge bei Kompression und Expansion voraussetzt, sowie konstante Temperaturen während der Abkühlung der Dämpfe im Kondensator und der Wärmeaufnahme im Refrigerator, und es soll dabei bleiben, obwohl in allerjüngster Zeit der polytropische Prozess als der richtigere erkannt worden ist, bei dem letztere beiden Vorgänge den Thatsachen entsprechend nicht ohne Temperaturänderungen erfolgen. Es sind in dieser Hinsicht besonders von Dr. H. Lorenz sehr werthvolle Arbeiten veröffentlicht worden, auf welche ich in Fussnoten verwiesen habe, und auf welche auch hier ausdrücklich hingewiesen werden soll.

Wir besitzen im Deutschen kein derartiges Buch, in welchem die Vorgänge in Kompressionsmaschinen mit solcher Ausführlichkeit mathematisch entwickelt worden sind, und auch die Versuche, die Einflüsse der schädlichen Räume, der Undichtigkeiten, der Ueberhitzung der Dämpfe etc. auf mathematischem Wege festzustellen, sind so elegant und klar durchgeführt, dass es nur von grossem Interesse sein kann, diese durchzustudiren.

Eingehend sind nur die mit Ammoniak und mit Kohlensäure arbeitenden Maschinen behandelt. Beide sind die jetzt beliebtesten, und da die beiden Flüssigkeiten fast als Extreme in so fern bezeichnet werden können, als es nicht vortheilhaft erscheint im Allgemeinen weniger flüchtige Flüssigkeiten anzuwenden als Ammoniak, und noch flüchtigere als Kohlensäure, so genügt diese Behandlung sicherlich, um den ganzen Gegenstand

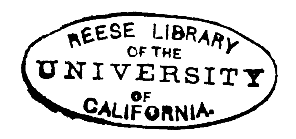
vollkommen klar zu legen. Die übrigen benutzten Flüssigkeiten sind in ausreichender Weise besprochen.

Die ausgeführten Maschinen selbst und die Einrichtungen sind nur kurz behandelt, aber auch das Gesagte ist klar. Wenn ich in den betreffenden Fussnoten auf die eingehenden Darstellungen in meinem oben genannten Buche hingewiesen habe, so hoffe ich, dass beide Bücher zusammen ausreichen werden, zu genügendem Studium des ganzen Gegenstandes. Ich habe es aber auch nicht für angezeigt erachtet, diesen kurzen Text über Maschinen und Einrichtungen zu unterdrücken.

Wo beide Bücher noch Mängel aufweisen, habe ich in Fussnoten den Ersatz gesucht.

Hamburg, März 1895.

Gottlieb Behrend.



Kapitel I.

Die vorzugsweise angewendeten Dämpfe.

1. Arbeitsart der Maschinen mit verflüssigten Dämpfen.

Die Maschinen mit verflüssigten Dämpfen sind die verbreitetsten und wichtigsten Kältemaschinen, die in Gebrauch sind; es giebt verschiedene Arten dieses Systems. Ihr Prinzip ist fast dasselbe, wie dasjenige der mit Luft arbeitenden Maschinen; aber statt die Kälte zu erzeugen durch Ausdehnung eines mehr oder weniger komprimirten Gases, erzeugen sie dieselbe durch Verdampfung einer Flüssigkeit, welche durch die Verflüssigung eines komprimirten Dampfes entstanden ist.

Der Kreislauf in diesen Maschinen ist der folgende:

Der als Medium in der Maschine dienende Dampf wird in einem Kompressor bis zu einer Spannung zusammengedrückt, die genügt, um die Verflüssigung möglich zu machen.

Vom Kompressor wird er in einen Kondensator übergeführt, dort durch Zirkulation von Wasser abgekühlt, derart, dass er sich unter der Wirkung des Druckes und der Abkühlung verflüssigt.

Die so erlangte Flüssigkeit wird durch eine passende Ausdehnung oder Expansion bis auf Temperatur und Spannung des Refrigerators in diesen übergeführt und verdampft dort vollständig.

Durch die Verdampfung wird eine beträchtliche Wärmemenge gebunden, welche den in dem Refrigerator befindlichen Körpern entzogen wird, und die zum Zwecke der Abkühlung in den Refrigerator gebracht worden sind.

Die erhaltene Temperatur ist desto niedriger, je geringer die Spannung ist, unter welcher die Verdampfung vor sich geht.

Schliesslich gehen die Dämpfe nach der Saugseite des Kompressors, um von neuem verflüssigt zu werden und denselben Kreislauf zu durchlaufen. Alle Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen unterliegen diesem Kreislaufe.

Der hauptsächlichste Unterschied zwischen den Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen und den mit Luft arbeitenden Maschinen ist der, dass

die Wärmeentziehung im Kondensator, welche auf die Kompression folgt, zum Hauptzweck hat, den Dampf zu verflüssigen, nicht ihn nur abzukühlen, und dass es die Verdampfung des verflüssigten Dampfes ist, welche die Wärmeaufnahme im Refrigerator veranlasst.

Aus diesem wesentlichen Unterschiede folgen mehrere wichtige Konsequenzen:

1. Die latente Verdampfungswärme der als Medium benutzten Körper ist im Allgemeinen sehr gross im Vergleich zu der spezifischen Wärme der permanenten Gase, und es folgt daraus, dass die Kältemaschinen mit kondensirbaren Dämpfen bei derselben Grösse eine viel grössere Kälteleistung haben müssen, als die Luftmaschinen.
2. Da während der Verdampfung und der Verflüssigung die Temperatur fast konstant bleibt, so haben Wärmeerhöhungen oder Verminderungen keinen anderen Erfolg, als eine Volumenvermehrung oder Verminderung des mit Flüssigkeit gemischten Dampfes. Daher wird der Unterschied zwischen den äussersten Temperaturen des beschriebenen Kreisprozesses weniger gross als bei Luftmaschinen, und daher wird der theoretische ökonomische Erfolg grösser sein. Was den wirklich praktischen Erfolg betrifft, so wird er noch grösser, wegen der Thatsache, dass die Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen bei gleichem Volumen eine grössere Kälteleistung besitzen; die passiven Widerstände haben bei ihnen viel geringere Wichtigkeit.
3. Die Verdampfung bei konstanter Temperatur wird schwieriger zu erreichen bei sehr niedrigen Temperaturen mit Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen, und diese niedrigen Temperaturen können nur durch Verluste in der ökonomischen Leistung erlangt werden. Die Kälteleistung der Maschine ist relativ beträchtlicher als bei Luftmaschinen.

Aus analogen Gründen wird die Leistung sich viel mehr verändern bei Temperaturänderungen in der Wärmeentziehung, d. h. bei Temperaturänderungen des angewendeten Kühlwassers.

2. Wahl der anzuwendenden kondensirbaren Dämpfe.

Man sieht, dass der beschriebene Kreisprozess in Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen durch die beiden Temperaturen charakterisirt ist, zwischen welchen der benutzte Körper sich bewegt, d. h. zwischen

1. der Temperatur T_1 des Kondensators oder der Wärmequelle ($T = 273 + t$; $dT = dt$);
2. der Temperatur T_0 des Refrigerators oder der Kältequelle.

Theoretisch ist es gleichgültig, welcher Dampf oder welche Flüssigkeit als Medium benutzt wird, aber praktisch ist die Wahl sehr entschieden

bestimmt durch den Werth der beiden erwähnten Temperaturen des Kreisprozesses.

Es ist nöthig

1. dass die Maximalspannungen des Dampfes des benutzten Körpers nur so hoch über den niedrigen Temperaturen (Spannungen) des Kreisprozesses liegen, dass die Verdünnung der angesaugten Dämpfe nicht grösser sei als nöthig, weil dem Kompressionscylinder dadurch übertriebene Dimensionen gegeben würden; oder mit anderen Worten, es muss das Gewicht des angesaugten Dampfes für jeden Kolbenhub genügend gross sein, um eine ansehnliche Wirkung hervorzubringen.
2. Dass andererseits die höchsten Dampfspannungen des benutzten Körpers nicht gar zu hoch sind bei den entsprechenden hohen Temperaturen des Kreisprozesses, um nicht befürchten zu müssen für den Gang und den Widerstand der Organe der Maschine, und um nicht gegen zu grosse Konstruktionsschwierigkeiten ankämpfen zu müssen.

   Indessen die Konstruktion der Kältemaschine ist in der letzten Zeit so sehr vervollkommnet worden, dass diese Bedingung nicht mehr so grosse Wichtigkeit wie vor zwölf oder fünfzehn Jahren hat. Jetzt besteht die Tendenz, Dämpfe von grösserer Flüchtigkeit anzuwenden, und das neuerliche Auftreten von Maschinen mit Kohlensäure, die ohne Nachtheil mit Spannungen von 70 bis 80 Atmosphären arbeiten, hat gezeigt, dass es möglich war, dies ungestraft zu thun.
3. Die kritische Temperatur des angewendeten Dampfes muss über den Temperaturen des Kreisprozesses liegen, damit unter allen Umständen die Verflüssigung möglich ist und die latente Verdampfungswärme genügend ausgenutzt werden kann.

Diese letzte Bedingung zeigt, dass die flüssige Kohlensäure als die letzte Staffel in der Reihe der mehr und mehr flüchtigen Körper betrachtet werden kann, welche man in der Praxis noch versuchen kann in Kältemaschinen zu verwenden.

Diesen fundamentalen Betrachtungen sind noch andere anzufügen von mehr besonderen und auf Unschädlichkeit, Unentzündbarkeit, mehr oder weniger grosse Leichtigkeit die Körper herzustellen, mehr oder weniger erhöhten Preis, und endlich auf den mehr oder weniger ungünstigen Einfluss auf die in der Maschine verwendeten Metalle und Oele oder Fette, die zur Schmierung dienen, beruhenden Gründen. Auch die Reihe der Dämpfe, deren Anwendung versucht worden ist, ist gering genug, und die Zahl derjenigen, welche gute praktische Resultate gegeben haben, ist recht beschränkt.

Man kann sie in zwei Hauptgruppen theilen:

1. In Dämpfe, deren kritischer Punkt sehr entfernt ist von den gewöhnlichen Funktionsbedingungen der Kältemaschinen. Man kann da hervorheben: Schwefeläther und Methyläther, schweflige Säure, Methylchlorür und Ammoniak.
2. In Dämpfe, deren kritischer Punkt in der Nähe der hohen Temperaturen des Kreisprozesses sich befindet. Dahin gehört die Kohlensäure.

Zu dieser Liste sind einige Mischungen einiger dieser Dämpfe hinzuzufügen, Mischungen, welche nach ihren Urhebern mit besonderen Eigenschaften begabt sein sollen, welche wir weiterhin noch untersuchen werden.

3. Vorzugsweise angewendete Körper.

Wir wollen zuerst die ungemischten genannten Dämpfe einer Besprechung unterziehen und die Vortheile und Nachtheile derselben untersuchen.

In nachstehender Tabelle theilen wir die Maximalspannungen dieser verschiedenen Dämpfe bei den drei Temperaturen von — 20°, 0° und + 20° C. mit.

Maximal-Dampfspannungen.

Temperatur °C.	Schwefeläther Atm.	Schweflige Säure Atm.	Methylchlorür Atm.	Ammoniak Atm.	Kohlensäure Atm.
— 20	0,09	0,63	1,15	1,85	20,0
0	0,24	1,55	2,50	4,20	36,0
+ 20	0,57	3,25	4,80	8,25	60,0

Die Prüfung dieser Zahlen gestattet die grossen Unterschiede zu erkennen, welchen die Maschinen unterworfen sind, die mit den verschiedenen Körpern arbeiten.

Schwefeläther. Der Schwefeläther hat sehr geringe Dampfspannungen bei den Temperaturen, mit welchen die Kältemaschinen gewöhnlich arbeiten; bei + 35° C. noch kaum eine Atmosphäre.

Der vom Kompressor angesaugte Dampf ist daher sehr dünn und der Körper eignet sich nur schlecht zur Erlangung niedriger Temperaturen, denn die Kälteleistung der Maschine würde sehr gering werden und die passiven Widerstände sehr gross.

Die latente Verdampfungswärme ist recht mässig, nur 100 bis 120 Wärmeeinheiten. Endlich ist der Schwefeläther leicht endzündlich.

Aus allen diesen Gründen haben sich die Aethermaschinen wenig verbreitet und sind bald verlassen worden.

Schweflige Säure. Die Schwefligsäure-Maschinen waren die ersten mit kondensirbaren Dämpfen arbeitenden Kältemaschinen, welche einen wirklich grossen praktischen Erfolg hatten.

Die schweflige Säure kommt nach dem Schwefeläther in der Reihe der flüchtigen Körper.

Ihre Dampfspannungen, die viel stärker sind (etwa 7 mal), als diejenigen des Schwefeläthers, sind dennoch zu gering. Sie erreichen erst bei — 10° den atmosphärischen Druck, so dass an der Saugseite des Kompressors häufig eine geringere Spannung als die Atmosphäre vorhanden ist.

Auch die Maschinen mit schwefliger Säure eignen sich daher nicht besonders zur Erlangung sehr niedriger Temperaturen. Dagegen bieten sie gewisse Vortheile, wenn die im Refrigerator zu erzeugende Temperatur mässig niedrig sein soll (z. B. in Chokoladenfabriken, Brauereien, Eisfabriken etc.), und in warmen Klimaten, weil die Dampfspannungen im Kondensator mässig sind.

Die wasserfreie schweflige Säure ist ein neutraler Körper, der kein Metall angreift, weder Kupfer noch Eisen. Sie besitzt auch, nach der Aussage gewisser Konstrukteure, besondere schmierende Eigenschaften, welche es unnöthig machen, die Organe der Maschinen mit Oel oder Fett zu schmieren. Es würde daraus eine bemerkenswerthe Ersparung im Betriebe und eine grosse Einfachheit in der Konstruktion dieser Maschinen folgen. Indessen dieser letztere Punkt wird sehr bestritten und kann als mehr oder weniger zweifelhaft betrachtet werden.

Die wasserfreie schweflige Säure besitzt eine grosse Verwandschaft zum Sauerstoff in Gegenwart von Wasser. Sie hat eine grosse Neigung, sich in wasserhaltige Schwefelsäure umzuwandeln, die sehr zerstörend auf das Innere der Maschine wirkt. Dieser Uebelstand ist um so empfindlicher, als, wie schon gesagt, die Ansaugung im Kompressor sich unter einer Spannung vollzieht, welche unterhalb dem Atmosphärendruck liegt. Daher hat die umgebende Luft die Neigung, in das Innere des Kompressors und des Refrigerators einzudringen.

Die latente Verdampfungswärme der schwefligen Säure ist ziemlich gering; sie variirt je nach der Temperatur von 85 bis 95 Wärmeeinheiten. In der Eisfabrikation rechnet man, im Mittel, dass man 9 bis 10 Liter Dampf im Kompressor ansaugen muss, um eine Kälteeinheit zu erzeugen, und diese Zahl kann als beträchtlich angesehen werden, obgleich sie 6 bis 8 mal kleiner ist, als diejenige, die bei Luftmaschinen nöthig erscheint.

Die Herstellung der flüssigen schwefligen Säure ist recht schwierig. Das dazu gebrauchte wichtigste Material ist ziemlich theuer und die Herstellung wird daher kostspielig, wenn man sie nicht im Grossen bewirkt.

Obwohl die Maschinen mit schwefliger Säure während mehrerer Jahre eine grosse Rolle gespielt haben, so haben sie doch viele Freunde verloren, und sie haben begonnen, nach und nach zu verschwinden.

Methyläther und Methylchlorür. Diese beiden Körper besitzen fast dieselben Spannungen bei Temperaturen von — 20° bis + 20°, und zwar sind sie erheblich höher bei tiefen Temperaturen, als die der schwefligen Säure.

Die latente Verdampfungswärme ist ebenfalls grösser. Bei 0° ist diese etwa 200 Wärmeeinheiten beim Methyläther.

Die Körper sind daher zur Erzeugung niedrigerer Temperaturen zu verwenden, als schweflige Säure, und haben dabei noch den Vortheil, dass ihre Kondensations-Spannungen bei den gewöhnlichen Kühlwasser-Temperaturen nur mässig sind.

Man kann sie daher in der Reihe der flüchtigen Körper als wohl geeignet für die meisten Zwecke der Kältemaschinen betrachten.

Sie sind allerdings leicht entzündlich, aber dagegen sind sie ganz unschädllich, greifen kein Metall, keine Garnitur an. Sie vertragen sich sehr gut mit dem Glycerin, das gewöhnlich zur Schmierung der Maschinen benutzt wird. Trotz ihrer vielen Vortheile ist die Benutzung dieser Körper aus verschiedenen Gründen wenig verbreitet, deren Hauptgrund vielleicht ist, dass man zu spät darauf gekommen ist, und dass sie verschwunden sind durch die grosse Ausdehnung, welche, fast in der Epoche ihrer ersten Anwendung, die Ammoniakmaschinen genommen haben.

Sie sind auch zu schwierig zu bekommen und ihr Preis ist zu hoch.

Wasserfreies Ammoniak. Das Ammoniak wird bei — 38,5° unter atmosphärischem Druck flüssig, wobei es farblos, sehr flüchtig und von einem Gewicht von 0,6234 kg bei 0° ist. Es ist sehr leicht herzustellen durch Destillation einer genügend konzentrirten Ammoniaklösung (Salmiakgeist).

Sein Preis ist verhältnissmässig hoch (etwa 2,5 bis 3 Mark per Kilogramm), obwohl es eine grosse Zahl von Fabriken, die es herstellen, giebt in Deutschland, Belgien und England.

Die Dampfspannungen bei gleichen Temperaturen des Ammoniaks sind fast dreimal so hoch, als die der schwefligen Säure, und seine latente Verdampfungswärme ist beträchtlicher, als die aller anderen Körper, die in der Kälteerzeugung angewendet werden, mehr als 300 Wärmeeinheiten. Die spezifischen Wärmen des Dampfes und der Flüssigkeit sind ebenfalls sehr gross.

Da die Kälte erzeugenden Eigenschaften sehr gute sind, so kann das Ammoniak als ein ganz besonders für die Kälteerzeugung sich eignendes Medium bezeichnet werden.

Das Ammoniak ist auch gut zu verwenden zur Erzeugung der niedrigsten Temperaturen, welche in der Industrie von den Kältemaschinen verlangt werden.

Seine Dampfspannungen wachsen schnell mit der Temperatur und sind ziemlich hoch bei Temperaturen über 25° oder 30°; indessen sind sie immerhin noch nicht übertrieben und veranlassen keine besondere Schwierigkeit in der Wahl der Materialien und der Konstruktion der verschiedenen Maschinentheile.

Die Maschinen sind daher in allen Klimaten zu benutzen und bei allen industriellen Anwendungen der Kälteerzeugung.

Der Ammoniakdampf hat einen ausserordentlich starken und durchdringenden Geruch, welcher die geringste Undichtigkeit erkennen lässt. Er ist sehr wenig entzündlich, greift weder Stahl, Schmiedeeisen noch Gusseisen an, besitzt aber die Unannehmlichkeit Kupfer anzugreifen, wodurch man genöthigt ist dieses Metall auch in seinen Kompositionen, der Bronze und dem Messing oder Rothguss, aus den Maschinen, welche mit ihm arbeiten, zu verbannen.

Es übt keine chemischen Reaktionen auf diejenigen Mineralöle aus, welche gewöhnlich zum Schmieren benutzt werden, aber löst sich mehr oder weniger darin auf, besonders bei hohen Spannungen, d. h. es wird absorbirt.

Um die Ueberführung des Oels in den Refrigerator zu vermeiden, sind die Ammoniakmaschinen stets mit Separationsapparaten versehen, welche den komprimirten Ammoniakdampf von den Oeltheilchen trennen, mit denen er gemischt ist.

Endlich ist Ammoniak ausserordentlich löslich in Wasser bei niedrigen und mittleren Temperaturen. Die Löslichkeit vermindert sich bei steigender Temperatur.

Das Ammoniak ist thatsächlich das am meisten angewendete Medium bei der künstlichen Kälteerzeugung, und sein grosses Ansehen wird durch die grosse Zahl von Patenten bewiesen, welche auf Maschinen und deren Anwendung genommen sind, die damit arbeiten, und durch die grosse Zahl verschiedener Konstrukteure, welche sich mit der Ausbreitung derselben beschäftigen.

Kohlensäure. Die Kohlensäure nimmt eine gesonderte Stellung unter den kondensirbaren Dämpfen ein, die zur künstlichen Kälteerzeugung benutzt werden.

Sie bildet, so zu sagen, das Bindeglied zwischen den permanenten Gasen und den kondensirbaren Dämpfen.

Ihre Dampfspannungen sind ausserordentlich hoch bei gewöhnlichen Kühlwasser-Temperaturen, und veranlassen für die damit arbeitenden Maschinen Konstruktions-Schwierigkeiten, welche allerdings in den letzten Jahren gänzlich überwunden sind.

Man kann sagen, dass Kohlensäure-Maschinen jetzt in den praktischen Gebrauch übergegangen sind, hauptsächlich durch die Bemühungen von

Hall und Windhausen in England und Deutschland, und ihre Verwendung breitet sich schnell aus, trotz der Misserfolge, welche die ersten Versuche und gewisse Anwendungen zur Folge gehabt haben.

Die kritische Temperatur der Kohlensäure liegt zwischen 31 und 32° C. Sie befindet sich also sehr nahe den Bedingungen, unter welchen Kohlensäure-Maschinen gewöhnlich arbeiten.

Die Untersuchungen der Herren Andrews und Amagat haben gezeigt, dass über 31° die Verflüssigung sehr schwer zu erreichen ist. Man erkennt dann nicht mehr eine Trennung zwischen Flüssigkeit und Dampf, sondern man hat ein homogenes Fluidum, wenn man langsam seine Temperatur vermindert; wenn man rasch seine Spannung vermindert, sieht man Erscheinungen von beweglichen Streifen durch die ganze Masse. Die Zusammendrückbarkeit dieses Fluidums ist sehr gross, und man kann das Volumen desselben beträchtlich vermindern, ohne die Spannung dadurch merklich zu ändern.

Dieser besondere Zustand erklärt sich aus der Thatsache, dass in diesem Augenblicke der komprimirte Dampf und die Flüssigkeit fast gleiche Dichtigkeit haben, welche verhindert, dass sich eine Scheidung beider vollzieht.

In der Nähe des kritischen Punktes vermindert sich die latente Verdampfungswärme rasch, besonders bei Kohlensäure, deren latente Wärme sehr gering ist bei den in Betracht kommenden Temperaturen: bei 0° ist sie kaum 56 Wärmeeinheiten.

Die Kohlensäure ist indessen im Stande, grosse Kälte zu erzeugen wegen des tiefliegenden Siedepunktes und der auch bei tiefen Temperaturen noch starken Spannungen auf der Saugseite.

Man hat thatsächlich festgestellt, dass die Kohlensäure-Maschinen fortfuhren, einen Theil Kälte zu erzeugen mit einer Kondensator-Temperatur über derjenigen des kritischen Punktes, d. h. selbst dann, wenn die latente Verdampfungswärme wirklich Null ist.

Die spezifische Wärme der flüssigen Kohlensäure ist recht gering bei niedrigen Temperaturen, aber sie wächst sehr schnell mit der Temperatur; jedoch sind die Feststellungen über diesen Gegenstand unsicher und nicht sicher zu fixiren.

Diese besonderen Eigenschaften der Kohlensäure scheinen sie besonders geeignet zu machen, wenn es sich um Herstellung sehr tiefer Temperaturen handelt, und wenn das Kühlwasser mässig warm ist. Aber sie ist schlecht in warmen Klimaten zu verwenden.

Die Kohlensäure bietet den grossen Vortheil, ein absolut indifferenter und neutraler Körper zu sein. Er greift kein Metall an, kein Oel, keine Garnitur. In geringen Mengen hat sie keine nachtheilige Wirkung auf den menschlichen Organismus und kann, allgemein gesprochen, nicht als ein Gift bezeichnet werden. Auch die Entweichungen infolge Undichtigkeiten

können kaum einen schädlichen Einfluss auf die Personen und Gegenstände in der Nähe haben. Dagegen sind die Entweichungen wegen der Geruchlosigkeit schwer zu erkennen und zu finden.

Ihre industrielle Herstellung ist leicht, sei es mittels Vergährung alkoholischer Flüssigkeiten, sei es durch Wirkung von Schwefelsäure oder Salzsäure auf kohlensaure Alkalien; stets kann sie mit geringen Unkosten hergestellt werden. Ihre Benutzung ist sehr mannigfaltig und es giebt viele Fabriken in Deutschland, Frankreich, Belgien und England, die sie herstellen.

Flüssigkeitsgemische und Dämpfe. Einige Erfinder haben versucht, die einfachen Dämpfe, welche wir haben Revue passiren lassen, durch Mischungen zu ersetzen, welche während der Spannungsperiode mit der flüchtigeren Flüssigkeit zusammen flüssig werden, und während der Verdampfungsperiode gleichzeitig verdampfen sollten. Auf diese Weise hofften sie durch geschickte Auswahl der Körper, welche die Mischung bilden, den Saugdruck zu vergrössern und die mechanische, zur Kompression erforderliche Arbeitsleistung zu vermindern, wobei die chemische Verwandtschaft der Körper helfen sollte die Verflüssigung herbeizuführen.

Tessié du Motay, welcher der erste war, der sich mit dieser Frage beschäftigte, hat Schwefeläther und schweflige Säure gemischt. Die Saugspannungen waren viel höher als die des Schwefeläthers, aber geringer als die der schwefligen Säure.

Pictet dagegen hat richtiger die Dampfspannungen der schwefligen Säure als zu schwach erkannt, und hat, um die Spannungen zu vergrössern, den Schwefeläther durch Kohlensäure ersetzt. Das Mischungsverhältniss hat er durch die Formel CSO^4 ausgedrückt.[1])

Der Siedepunkt unter atmosphärischem Druck war dadurch auf — 19° herabgedrückt; die Spannungen im Refrigerator waren merklich höher als bei reiner schwefliger Säure, und die Spannungen der Verdichtung waren wenig verschieden.

Nachfolgende Tabelle nach Pictet stellt die Spannungen der Mischung CSO^4 und der reinen schwefligen Säure bei verschiedenen Temperaturen dar.

Temperatur °C.	SO^2 Atm.	CSO^4 Atm.
— 20	0,63	0,98
— 10	1,00	1,34
0	1,55	1,83
+ 20	3,20	3,40

1) Siehe auch Behrend, Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen, 3. Auflage 1894 bei W. Knapp in Halle a. S., S. 181 u. fgde.

Wir fügen hinzu, dass trotz langer Studien und zahlreicher Versuche nach dieser Richtung, die binären Flüssigkeiten nicht die Hoffnungen erfüllt haben, welche gehegt wurden, und nach ungünstig ausgefallenen Vergleichsversuchen hat Pictet die Anwendung selbst aufgegeben.

Kapitel II.

Allgemeine Gesetze der Gase und Dämpfe.

4. Allgemeine Gleichungen der Körper.

Der Mangel von genügenden experimentellen Grundlagen über die physikalischen Konstanten der Dämpfe und Flüssigkeiten, welche in den Kompressions-Kältemaschinen Verwendung finden, macht das theoretische Studium dieser Maschinen schwierig und ungewiss. Verschiedene dieser Grundlagen sind vollständig falsch, andere sind nicht mit der wünschenswerthen Genauigkeit bestimmt. Aber man kann glücklicherweise unter ihnen eine gewisse Zahl von Beziehungen feststellen, welche eine grosse Hülfe gewähren, um den Mangel physikalischer Erfahrungen zu ergänzen, und um die gemachten zu kontrolliren.

Diese Beziehungen stützen sich auf die Prinzipien der Thermodynamik, und wir wollen sie kurz bezeichnen oder nachstehend feststellen.

Man sagt, dass von einem Kilogramm irgend eines Körpers sein Volumen, seine Spannung und seine Temperatur nicht vollständig willkürlich und unabhängig von einander sind. Es giebt unter diesen drei Eigenschaften, welche wir mit den Buchstaben v, p und T bezeichnen werden, eine gewisse Beziehung $F(p v T) = 0$, welche gestattet, die dritte zu bestimmen, wenn die beiden anderen bekannt sind. Diese Gleichung ist die charakteristische Gleichung des Körpers.

Man kann daher sagen, dass von zwei beliebigen unabhängigen Variablen dieser Grössen die dritte eine Funktion darstellt, die genau durch die Gleichung $F(p v T) = 0$ bestimmt ist.

Dies vorausgesetzt wird die charakteristische Gleichung des als Medium benutzten Körpers dargestellt durch $F(p v T) = 0$, und es sei ferner dU die Variation der inneren Energie für eine elementare Veränderung dp und dv.

Wir haben dann $$dU = \frac{dU}{dp} dp + \frac{dU}{dv} dv \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Oder wenn wir v und T als unabhängige Variable betrachten

$$dU = \frac{dU}{dt} dt + \frac{dU}{dp} dp \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Die Wärmemenge dQ, die durch die elementare Veränderung absorbirt wird, wird sein: $dQ = A\,dU + A\,p\,dv$, und daher

$$\begin{cases} dQ = A\frac{dU}{dp}dp + A\left(\frac{dU}{dv} + p\right)dv \quad \dots \quad (3) \\ dQ = A\frac{dU}{dt}dt + A\left(\frac{dU}{dv} + p\right)dv \quad \dots \quad (3') \end{cases}$$

Setzen wir ausserdem voraus, dass der Werth $\frac{dQ}{T}$ bestimmt ist, so haben wir die Beziehung

$$\frac{dU}{dv} = T\frac{dp}{dt} - p \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

und für die Ausdrücke dQ und dU

$$\begin{cases} dQ = A\frac{dU}{dt}dt + AT\frac{dp}{dt}dv \quad \dots \dots \quad (5) \\ dU = \frac{dU}{dt}dt + \left(T\frac{dp}{dt} - p\right)dv \quad \dots \dots \quad (6) \end{cases}$$

Wenn wir jetzt annehmen, dass der Werth dU ebenfalls bestimmt ist, so haben wir

$$\frac{d^2U}{dt\,dv} = T\frac{d^2p}{dt^2} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

Wir würden auch die Gleichung (3) theilen können, um auszudrücken, dass der Werth $\frac{dQ}{T}$ bestimmt ist. Dann haben wir die Beziehung

$$T = \frac{dt}{dp}\left(\frac{dU}{dv} + p\right) - \frac{dt}{dv}\,\frac{dU}{dp} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

zwischen den beiden partiellen Ableitungen von U.

Andererseits, wenn wir berücksichtigen, dass T eine Funktion von p und v ist, so kann das Differential dt geschrieben werden:

$$dt = \frac{dt}{dp}dp + \frac{dt}{dv}dv \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

So können wir einen neuen Ausdruck für dQ erhalten, indem wir $\frac{dU}{dp}$ und $\frac{dt}{dp}$ aus den Gleichungen (3), (8) und (9) eliminiren:

$$dQ = \frac{A}{\frac{dt}{dv}}\left[\left(\frac{dU}{dv} + p\right)dt - T\,dp\right] \quad \dots \dots \quad (10)$$

Wenn man mit C_p die spezifische Wärme bei konstantem Druck des Körpers bezeichnet, bei der Temperatur T und der Spannung p, so kann man schreiben

$$C_p\,dt = A\left(\frac{dU}{dv} + p\right)dv.$$

Eingesetzt in die Gleichung (10), ergiebt es

$$dQ = C_p\,dt - AT\frac{dv}{dt}dp \quad \dots \dots \quad (11)$$

Die partiellen Differentiale von U erhalten wir durch den Ausdruck:

$$\frac{dU}{dv} = \frac{C_p}{A}\frac{dt}{dv} - p \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

$$\frac{dU}{dr} = \frac{C_p}{A} \cdot \frac{dt}{dp} - \frac{T}{\frac{dp}{dr}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12')$$

Eingeführt in den Ausdruck von dU, ergiebt:

$$dU = \frac{C_p}{dt} dt - T\frac{dv}{dt} dp - pdv \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

wofür auch geschrieben werden kann:

$$dU = \frac{C_p}{A} dt - d(pv) - \left(T\frac{dv}{dt} - v\right) dp \quad \ldots \quad (13^1)$$

Die Integrirung ergiebt endlich:

$$\frac{d\,C_p}{dt} = -A\,T\frac{d^2v}{d^2t} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (14)$$

Bemerkung. Betrachten wir im Besonderen eine elementare Veränderung bei konstanter Temperatur, so ergiebt sich die Gleichung (5):

$$dQ = A\,T\frac{dp}{dt} dv.$$

Wenn wir dies anwenden auf die Verdampfung, und T und $\frac{dp}{dt}$ als konstant während der ganzen Dauer der Verdampfung betrachten, so haben wir nach der Integration die wohlbekannte Gleichung

$$r = \int dQ = A\,T\frac{dp}{dt} u,$$

wo u die Volumen-Zunahme eines Kilogramm der Flüssigkeit ist, die unter dem Druck und der in Betracht gezogenen Temperatur verdampft.

Diese Gleichung ist für die Berechnung der latenten Verdampfungswärme sehr wichtig.

5. Innere Energie der Dämpfe.

Wir haben die Relation (6)

$$dU = \frac{dU}{dt} dt + \left(T\frac{dp}{dt} - p\right) dv,$$

$A\frac{dU}{dt}$ ist aber die spezifische Wärme C_p bei konstantem Volumen.

Nehmen wir an, diese spezifische Wärme sei unabhängig von der Spannung. Dann erhalten wir durch Integration:

$$U_1 - U_0 = \frac{1}{A}\int C_v\,dt + \int T\left(\frac{dp}{dt} - p\right) dr \quad \ldots \quad (16)$$

C_v als Funktion der Temperatur vorausgesetzt, hat das erste Integral einen bestimmten Werth, und da dU ein exaktes Differential ist, so ist auch das zweite Integral bestimmt.

Dies erfordert, dass $\frac{dp}{dt} - p$ eine Funktion des Volumens v sei, d. h. dass sein Differential in Rücksicht auf die Temperatur Null sei.

Durch Differenzirung wird $T\frac{d^2p}{dt^2} = 0$, was unmittelbar aus Gleichung (7) hervorgeht.

Vorausgesetzt, dass dies die spezifische Wärme bei konstantem Druck sei, welche unabhängig von der Spannung ist, so können wir einen andern Ausdruck für die innere Energie finden.

Die Gleichung (13) wird durch Integrirung ergeben

$$U - U_0 = \frac{1}{A}\int C_p\, dt - \left(pv - p_0\, v_0\right) + \int\left(v - T\frac{dv}{dt}\right) dp \;. \quad (17)$$

Die Bedingung der Integration erfordert, dass $v - T\frac{dv}{dt}$ nur eine Funktion von p sei, das heisst, dass sein Differential in Rücksicht auf T Null sei.

Um diese Bedingung auszudrücken, hat man die Relation $T\frac{d^2v}{dt^2} = 0$, was sich unmittelbar aus der Gleichung (14) ergiebt.

Wir sehen, dass es leicht ist, den Werth der inneren Energie irgend eines Körpers auszudrücken, wenn seine spezifische Wärme unabhängig von der Spannung ist.

Wenn dies nicht der Fall ist, dann ist der Ausdruck der inneren Energie viel komplizirter.

Für die festen und flüssigen Körper, welche kaum zusammengedrückt werden können, kann sich die Gleichung (13) in anderer Form darstellen. Wir haben dann

$$A\,dU = C_p\, dt - A\left[p\,dv + T\frac{dv}{dt}\,dp\right] \;.\;.\;.\;. \quad (13)$$

Andererseits ist $dv = \frac{dv}{dp}\,dp + \frac{dv}{dt}\,dt$, und da $\frac{dv}{dp}\,dp$ vernachlässigt werden kann, so erhalten wir, wenn es eingeführt wird in (13)

$$A\,dU = C_p\, dt - A\frac{dv}{dt}\left[p\,dt + T\,dp\right] = C_p\, dt - A\frac{dv}{dt}\,d\,(pt) \quad (17')$$

Wenn wir es auf den besonderen Fall anwenden, dass man den Körper bei konstantem Druck erwärmt, so wird dieser Druck

$$A\,dU = C_p\,dt - Ap\frac{dv}{dt}\,dt \quad .\;.\;.\;.\;. \quad (17'')$$

Für die Körper, deren charakteristische Gleichung der Relation $p = T\frac{dp}{dt}$ entspricht, d. h. von der Form $p\varphi(v) = T\psi(v)$ reducirt sich die Gleichung (17'') auf die Relation

$$AdU = C_v\, dt.$$

Das ist der Fall der permanenten Gase.

6. Relation der spezifischen Wärme einer Flüssigkeit und ihres Dampfes.

Es seien

U' die innere Energie eines Kilogramm Flüssigkeit bei der Temperatur T';

U und U_0 die Werthe der inneren Energie dieses Kilogramm, verdampft bei den Temperaturen T und T_0;

r und r_0 die latenten Verdampfungswärmen bei T und T_0;

q, q', und q_0 die Flüssigkeitswärmen bei T, T', und T_0, d. h. die Wärmemengen, welche nöthig sind, um ein Kilogramm Flüssigkeit von einer gewissen Temperatur und Spannung auf andere Temperaturen wie T, T', T_0 und Spannungen wie p, p', p_0 zu bringen;

p, p_0 die Dampfspannungen bei T, T_0;

u, u_0 die durch die Verdampfung unter den Spannungen p und p_0 herbeigeführten Volumenvergrösserungen.

Wir können die Relationen schreiben:

$$\left.\begin{aligned} A\,(U - U') &= r\,(q - q') - Apu \\ A\,(U_0 - U') &= r_0 + (q_0 - q') - Ap_0 u_0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (18)$$

oder durch Subtraktion der einzelnen Glieder:

$$A\,(U - U^0) = r - r_0 + (q - q_0) - A\,(pu - p_0 u_0) \; . \quad . \quad (19)$$

oder durch Differenzirung dieser Gleichung:

$$AdU = dr + dq - Ad\,(pu) \quad \ldots \ldots \quad (19')$$

Seien v und σ die spezifischen Volumina des Dampfes und der Flüssigkeit bei p und T

$$u = v - \sigma$$

$$d\,(pu) = d\,(pv) - d\,(p\sigma),$$

oder nach der Relation (17)

$$AdU = C_p\, dt - Ad\,(pv + A\left[v - T\frac{dv}{dt}\right] dp.$$

Werden U und dU durch ihre Werthe in Gleichung (19') ersetzt, so wird:

$$dr + dq - C_p\, dt + Ad\,(p\sigma) - A\left[v - T\frac{dv}{dt}\right] dp = 0 \quad . \quad (20)$$

Und da augenscheinlich $dq = \frac{dq}{dt}\, dt$ ist $\left(\frac{dq}{dt}\right.$ ist die spezifische Wärme der Flüssigkeit), so kann man schreiben:

$$\left[\frac{dq}{dt} - C_p\right] dt = -dr - A\,(p\sigma) + A\left[v - T\frac{dv}{dt}\right] dp\,. \quad (20')$$

Die Gleichungen (20) und (20') mit der Clapeyron'schen Gleichung kombinirt

$$r = A\,T\frac{dp}{dt}\,u$$

gestatten die spezifische Wärme eines flüssigen Körpers zu berechnen als Funktion der spezifischen Wärme des dampfförmigen Zustandes, wenn man das Variationsgesetz der Spannungen bei verschiedenen Temperaturen kennt, und das Gesetz der Ausdehnung der Flüssigkeit oder gar nur des Dampfes (der Ausdruck der Ausdehnung der Flüssigkeit ist in den meisten Fällen nur klein). Es ist dann nicht die Kenntniss der charakteristischen Gleichung erforderlich.

Die Gleichungen sind dann sehr werthvoll, weil diese letzten Grössen leicht experimentell bestimmt werden können, während die direkte Bestimmung der latenten Verdampfungswärme und der spezifischen Flüssigkeitswärme sehr schwer bei sehr flüchtigen Flüssigkeiten ist, wie bei denen, die in Kältemaschinen benutzt werden (Kohlensäure, Ammoniak etc.).

Wenn die spezifische Wärme bei konstantem Druck des Dampfes unabhängig ist von dem Druck bei den betrachteten Verhältnissen, d. h. wenn man $\frac{d\,C_p}{dp} = 0$ hat, so ergiebt die Integration der Gleichungen (20) und (21'):

$$q - q_0 = -(r - r_0) - A\,(p\sigma - p_0\sigma_0) + \int_T^p C_p\,dt + A\int_T^p\left(v - T\frac{dv}{dt}\right) dp \quad (21)$$

Diese Gleichung gestattet leicht $q - q_0$ zu berechnen, wenn man eine genügende Zahl von Werthen für Cp und für $\frac{dv}{dt}$ kennt zwischen den Temperaturen und Spannungen p_0, T_0 und der Spannung und Temperatur p, T.

An Stelle der spezifischen Wärme des Dampfes bei konstantem Druck kann es erforderlich werden, in die Rechnungen die spezifische Wärme bei konstantem Volumen C_v einzuführen.

Nehmen wir wieder die Gleichung (19'):

$$A\,dU = dr + dq - A\,d\,(pu),$$
$$A\,dU = dr + dq - A\,d\,(pv) + A\,d\,(p\sigma).$$

Andrerseits giebt die Gleichung (6) dann:

$$A\,dU = C_v\,dt + A\left(T\frac{dp}{dt} - p\right) dv.$$

In die Gleichung (19') eingeführt ergiebt:

$$\left(\frac{dq}{dt} - C_v\, dt\right) = -dr + Ad(pv) - Ad(p\sigma) + A\left(T\frac{dp}{dt} - p\right)dv \quad (22)$$

Vorausgesetzt, dass C_v unabhängig sei von dem spezifischen Volumen v, was erfordert, dass $\frac{d^2p}{dt^2}$ gleich Null sei, so wird die Gleichung (22) durch Integration:

$$q - q_0 = -(r - r_0) + A(pv - p_0 v_0) - A(p\sigma - p_0\sigma_0) + \int_{T_0}^{T} C_v\, dt + A\int_{v_0}^{v}\left(T\frac{dp}{dt} - p\right)dv \quad (22')$$

Mit den Gleichungen (22) und (22') kann derselbe Zweck erreicht werden, wie mit den Gleichungen (20) und 21).

Für den grössten Theil der Dämpfe sind die spezifischen Wärmen vollständig unabhängig von dem Druck in sehr ausgedehnten Grenzen. Nur wenn das spezifische Volumen sehr klein wird, und hauptsächlich, wenn man sich dem kritischen Punkte nähert, werden die Differenzen zu beachten sein.

Diese Variationen könnten auf andere Weise berechnet werden, wenn man die charakteristische Gleichung der Dämpfe genau kennen würde.

Man hat ja: $\frac{dC}{dv} = AT\frac{d^2p}{dt^2}$, woraus wird $dC = AT\frac{d^2p}{dt^2}\,dv$ und weiter:

$$C_v = C_{v_0} + A\int_{v_0}^{v} T\frac{d^2p}{dt^2}\,dv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Man würde auch haben:

$$C_p = C_{p_0} - A\int_{p_0}^{p} T\frac{d^2v}{dt^2}\,dp \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23')$$

Es ist leicht zu konstatiren, dass die Integrale Null sind für die vollkommenen Gase, und dass sie für die Dämpfe nur geringe Werthe haben, in derselben Weise, wie das spezifische Volumen sich nur wenig verändert.

7. Anwendungen.

Wir haben früher gesehen, dass die kondensirbaren Dämpfe, welche für Kälteerzeugung Verwendung finden, in zwei Hauptgruppen getheilt werden können:

1. Die vom kritischen Punkte weiter entfernten Dämpfe;
2. Die dem kritischen Punkte nahen Dämpfe.

Wir wollen die entwickelten Formeln auf einen Dampf von jeder dieser Kategorieen anwenden, und wählen dazu Ammoniak und Kohlensäure, welche auch die beiden wichtigsten unter den für Kälteerzeugung benutzten Medien sind.

Ammoniak. Die Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac, repräsentirt durch die Gleichung $pv = RT$, werden nur auf Gase angewendet, die man sonst für permanent hielt.

Bei den kondensirbaren Gasen oder Dämpfen lässt sich immer konstatiren, dass nach der Massgabe und dem Verhältniss, wie sich der Druck vermehrt, sich das spezifische Volumen vermindert.

Wenn sich das spezifische Volumen nicht gar zu stark vermindert, so hat man festgestellt, dass die charakteristische Gleichung dieser Dämpfe genau genug dargestellt wird durch eine Gleichung von der Form:

$$pv = RT - kv^{-m}$$

oder von der Form:

$$pv = RT - Kp^{n}.$$

Diese letztere, für die Rechnung bequemere Gleichung, wird gewöhnlich benutzt.

Das Ammoniak wird bis zu Spannungen von 12 bis 15 Atmosphären genau genug bestimmt durch die Gleichung:

$$pv = 53{,}52\,T - 49{,}42\,p^{\frac{1}{3}}.$$

Die Produkte pv, die aus dieser Gleichung sich berechnen, weichen sehr wenig von den durch Regnault experimentell bestimmten ab.

Wir können daraus entwickeln:

$$pu = 53{,}52\,T - 49{,}42\,p^{\frac{1}{3}} - 0{,}00125\,p,$$

$$r = pu \cdot A \frac{T}{p} \frac{dp}{dt},$$

($\frac{dp}{dt}$ stellt hier nicht die partielle Ableitung von p mit Bezug auf T dar, sondern die Schnelligkeit der Spannungszunahme von Dämpfen mit Bezug auf die Temperatur.)

$$\rho = r - Apu,$$

$$q = q_0 - (r - r_0) - 0{,}000003\,(p - p_0) + 0{,}508\,(T - T_0) - 0{,}3581\,(p^{\frac{1}{3}} - p_0^{\frac{1}{3}}).$$

Oder, wenn von der Wärme q_0 ausgegangen wird, welche in der Flüssigkeit bei 0° C. enthalten ist:

$$q = -(r - r_{273}) - 0{,}000003\,(p - p_{273^0}) + 0{,}508\,(T - 273) - 0{,}3581\,(p^{\frac{1}{3}} - p_{273^0}^{\frac{1}{3}}).$$

Die Zahl 0,508 stellt die spezifische Wärme des Ammoniaks dar, unabhängig vom Druck. Die Werthe $p = f(T)$ sind nach den Regnault'schen Berechnungen genau bekannt.

Nachstehende Tabelle stellt das Resultat der Rechnungen dar:

Ammoniakdämpfe.

Temperatur T^0	Spannung p in kg	Produkt pv	Produkt pu	Volum u $(u=v-\sigma)$	Aeussere latente Wärme Apu	Innere latente Wärme ρ	Gesammte latente Dampfwärme r	Flüssigkeitswärme q
243	11 910	11 876	11 861	0,990	27,97	301,9	329,9	— 25,50
248	15 120	12 050	12 031	0,790	28,37	299,6	328,0	— 22,19
253	19 000	12 221	12 197	0,642	28,77	297,1	325,9	— 18,20
258	23 670	12 390	12 360	0,521	29,15	294,1	323,5	— 14,00
263	29 220	12 553	12 517	0,428	29,52	291,4	320,9	— 9,55
268	35 790	12 715	12 670	0,354	29,88	288,1	318,0	— 4,89
273	43 470	12 873	12 819	0,294	30,23	284,7	314,9	—
278	52 410	13 017	12 962	0,247	30,57	281,0	311,5	5,11
283	62 710	13 181	13 103	0,209	30,90	277,0	307,9	10,45
288	75 510	13 333	13 240	0,179	31,23	272,9	304,1	16,00
293	87 920	13 485	13 376	0,152	31,54	268,5	300,0	21,80
298	103 080	13 631	13 502	0,131	31,84	263,8	295,7	27,81
303	120 090	13 777	13 627	0,113	32,14	259,0	291,1	34,05

Kohlensäure. Bei den sehr starken Spannungen, welche bei der Benutzung dieses Körpers in Kältemaschinen gewöhnlich vorkommen, wird die Gleichung desselben nicht mehr mit genügender Genauigkeit ausgedrückt durch die Formel:

$$pv = RT - Kp^n \quad \text{oder} \quad pv = RT - Kv^{-n}.$$

Betrachtungen auf Grund der molekularen Konstitution der Dämpfe haben dazu geführt, eine komplizirtere Formel anzuwenden:

$$\left(p + \frac{c}{\varphi(T)(V+b)^2}\right)\cdot(V-a) = RT$$

oder einfacher nach Clausius:

$$\left(p + \frac{c}{T(V+b)^2}\right)(V-a) = RT.$$

Diese Formel lässt sich ebensogut auf die Flüssigkeit, wie auf den Dampf anwenden.

Die Erfahrungen der Herren Andrews und Amagat haben besonders bei Kohlensäure sehr gute Uebereinstimmung mit vorstehenden Formeln ergeben.

Nach ihnen wird die charakteristische Gleichung der Kohlensäure sehr genau dargestellt durch die Relation:

$$\left(p + \frac{5528}{T(V+0{,}00048)^2}\right)\cdot(V-0{,}00044) = 19{,}141\,T;$$

was mit Bezug auf p geschrieben werden kann:

$$p = \frac{19{,}141\,T}{V-0{,}00044} - \frac{5528}{T(V+0{,}00048)^2}.$$

Diese Formel gestattet für jeden Werth von p und von T die Werthe von v und von σ (spezifische Volumina der Dämpfe und Flüssigkeiten) zu berechnen.

Man erhält daraus die korrespondirenden Werthe von u, von Apu, von r und von ρ. Um q zu berechnen, wenden wir die Gleichung (22') an:

$$q = -(r - r_{273^0}) + A(pu - p_{273^0} u_{273^0}) + \int_{273^0}^{T} C_v dt + 26{,}08 \int_{273^0}^{T} \frac{dv}{T(V + 0{,}00048)^2}$$

mit
$$C_v = C_{v_{273^0}} - 13{,}04 \int_{273^0}^{T} \frac{dv}{T^2(V + 0{,}00048)^2}.$$

Der Werth des Integrals

$$\int_{273^0}^{T} \frac{dv}{T^2(V + 0{,}00048)^2}$$

ist sehr leicht zu berechnen, wenn man das Intervall $T - 273$ in kleine Theile theilt, in welchen man voraussetzen kann, dass T konstant und gleich seinem mittleren Werth T_m ist. Jedes Theilchen liefert dann für das Integral den Ausdruck:

$$\frac{1}{T_m^2}\left[\frac{1}{(V' + 0{,}00048)} - \frac{1}{(V + 0{,}00048)}\right]$$

und die Summe aller dieser Ausdrücke giebt das Integral.

Diese Formeln haben die folgenden Resultate gegeben:

Dämpfe von Kohlensäure.

Temperatur T	Spannung p in kg	Spezifische Volumina v	σ	Werthe von $u = v - \sigma$	Aeussere latente Wärme Apu	Innere latente Wärme ρ	Gesammte latente Dampfwärme r	Flüssigkeitswärme q
243⁰	151 500	0,02562	0,00074	0,02488	8,89	58,46	67,35	— 9,30
248	177 000	0,02187	0,00077	0,02110	8,80	58,26	67,06	— 8,74
253	206 000	0,01869	0,00080	0,01789	8,68	57,63	66,31	— 7,94
258	239 000	0,01596	0,00083	0,01513	8,53	56,39	64,92	— 6,62
263	277 000	0,01359	0,00086	0,01273	8,31	54,52	62,83	— 4,81
268	319 000	0,01158	0,00090	0,01068	8,03	52,18	60,21	— 2,64
273	366 000	0,00984	0,00095	0,00889	7,67	49,20	56,87	—
278	418 000	0,00833	0,00100	0,00733	7,23	45,62	52,85	3,00
283	475 0C0	0,00704	0,00107	0,00597	6,68	41,51	48,19	6,40
288	539 000	0,00588	0,00115	0,00473	6,00	36,38	42,38	10,41
293	608 000	0,00484	0,00126	0,00358	5,13	30,39	35,52	14,71
298	683 000	0,00387	0,00141	0,00246	3,96	22,85	26,81	19,65

Kapitel III.

Theoretische Betrachtung einer Kältemaschine mit kondensirbaren Dämpfen.

8. Ueberhitzte und gesättigte Dämpfe.

Die Dämpfe verhalten sich verschiedenartig, wenn sie sich in Gegenwart der Flüssigkeit befinden, aus welcher sie sich bilden, oder wenn sie trocken sind. Im zweiten Falle und in gewissen Grenzen verhalten sie sich wie Gase, indem sie sich durch den Druck überhitzen, und sich abkühlen bei der Ausdehnung.

Im ersteren Falle verhalten sie sich wie Dämpfe im wahren Sinne des Worts, d. h. dass ihr Druck nur eine Funktion der Temperatur ist, ganz unabhängig vom Volumen, und umgekehrt. Wenn man die eine dieser Grössen kennt, so ist die andere durch sie bestimmt.

Es sei zuerst im folgenden vorausgesetzt, dass der Dampf während der verschiedenen Transformationen, welche er durchmacht, beständig gesättigt bleibe, d. h. dass er beständig in Verbindung bleibe mit einer gewissen Menge der ihn erzeugenden Flüssigkeit.

Diese Bedingung, welche eine Bedingung gut funktionirender Kompressionsmaschinen mit kondensirbaren Dämpfen ist, ist in den meisten Fällen leicht zu erfüllen.

Ebenso sei vorausgesetzt, dass die Kompressionen und Expansionen des Dampf- und Flüssigkeitsgemisches sich adiabatisch vollziehen, indem wir den geringen Wärmeaustausch vernachlässigen, welcher durch die Organe der Maschine zwischen dem arbeitenden Dampf und der äusseren Atmosphäre stattfindet, und dessen Einfluss nur sehr unbedeutend ist.

Wir bezeichnen durch:

T die Temperatur der Flüssigkeit im Verdampfer;

p_1 die korrespondirende Spannung;

u_1 die Volumenzunahme von einem Kilogramm Flüssigkeit, wenn sie bei der Temperatur t_1 und unter der Spannung p_1 verdampft;

r_1 die latente totale Verdampfungswärme;

ρ_1 die innere latente Wärme;

q_1 die Wärmemenge, welche in einem Kilogramm Flüssigkeit enthalten ist bei T_1;

σ_1 das spezifische Volumen der Flüssigkeit bei Temperatur T_1 und Spannung p_1;

T_0 die Temperatur des Dampfes beim Ansaugen des Kompressors;

p_0, r_0, u_0, ρ_0, q_0, σ_0 die der Temperatur T_0 entsprechenden Grössen, korrespondirend mit p_1, r_1, u_1, ρ_1, q_1, σ_1 für die Temperatur T_1;

x das Verhältniss der Dampfmenge zu dem ganzen Gemisch von Dampf und Flüssigkeit, welche die verschiedenen Theile des Kreisprozesses durchläuft. Wir werden diesen Buchstaben mit Indizes versehen, entsprechend den verschiedenen Momenten, bei denen dieses Verhältniss in Betracht gezogen wird;

v_1 das spezifische Volumen der Dampf- und Flüssigkeitsmischung.

9. Theoretische Betrachtung einer Maschine mit vollkommenem Kreislauf.

In Allem, was hier folgen wird, werden wir die Transformationen betrachten, die durch ein Kilogramm Dampf- und Flüssigkeitsmischung entstehen, und wir werden die entsprechenden Berechnungen vornehmen.

Der Kompressor saugt ein Gemisch von Flüssigkeit und Dampf vom Zustande $(p_0 T_0 x_0)$ an, und bringt es in den Zustand $(p_1 T_1 x_1)$.

Es sei L_c der Werth der indizirten Arbeit im Kompressor pr. Kilogramm Mischung.

Der komprimirte Dampf verflüssigt im Kondensator, wo er aus dem Zustand $(p_1 T_1 x_1)$ in den Zustand $(p_1 T_1 x_1 = 0)$ übergeht, indem er eine Anzahl Wärmeeinheiten aufnimmt, repräsentirt durch den Ausdruck $Q = r_1 x_1$.

Die so erzeugte Flüssigkeit tritt dann in den Expansionsapparat über, den wir zuerst als einen Cylinder ansehen wollen, analog dem Expansionscylinder der Luftexpansionsmaschinen; die Spannung verringert sich dann von p_1 auf p_0, und der Zustand $(p_1 T_1 x_1 = 0)$ wird zu $(p_0 T_0 x'_0)$.

Wir bezeichnen mit L_d den Werth der indizirten Arbeit im Expansionscylinder pr. Kilogramm Flüssigkeit.

Beim Austritt aus dem Expansionscylinder tritt die Flüssigkeit in den Refrigerator über, wo die Flüssigkeit zum Theil verdampft und aus dem Zustand $(p_0 T_0 x'_0)$ in den Zustand $(p_0 T_0 x_0)$ übergeht, und indem sie eine Anzahl von Wärmeeinheiten aufnimmt, dargestellt durch die Formel

$$Q_0 = (x_0 - x'_0) r_0.$$

Die auf diese Weise in den Anfangszustand $(p_0 T_0 x_0)$ wieder zurückgeführte Mischung wird von Neuem vom Kompressor angesaugt, um immer fortgesetzt denselben Kreisprozess der Transformation zu durchlaufen.

So ist der Zustand beim Beginn jedes Kreisprozesses derselbe, und da die äussere aufgewendete Arbeit $L_c - L_d$ ist, so ergiebt das Prinzip der Thermodynamik oder der Wärmeäquivalenz die Gleichung

$$A(L_c - L_d) - Q_1 + Q_0 = 0;$$

woraus folgt:
$$A(L_c - L_d) = Q_1 - Q_0.$$

$L_c - L_d$ ist nichts anderes, als die Betriebsarbeit L_m, die der Maschine zugeführt wird, wenn man von den passiven Widerständen absieht.

Setzt man für Q_1 und Q_2 ihre Werthe ein, so hat man:

$$A L_m = r_1 x_1 - r_0 (x_0 - x'_0) \quad \ldots \ldots \quad (24)$$

Vollziehen sich Kompression und Expansion des Dampfes adiabatisch, so haben wir nach der Gleichung von Clausius:

$$\frac{r_0 x_0}{T_0} - \frac{r_1 x_1}{T_1} = \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T} \text{ und } \frac{r_0 x'_0}{T_0} = \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T} \quad \ldots \ldots \quad (25)$$

woraus sich ergiebt: $r_0 (x_0 - x'_0) = \frac{T_0}{T_1} r_1 x_1.$

Eingesetzt in die Gleichung (24) ergiebt

$$A L_m = r_1 x_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_0} \quad \ldots \ldots \quad (26)$$

eine Relation, für welche man auch schreiben kann:

$$A L_m = Q_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_1} \text{ oder } A L_m = Q_0 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_0} \quad \ldots \quad (27)$$

Die theoretische Leistung der Maschine ist dann:

$$\frac{Q^0}{L_m} = A \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad \ldots \ldots \quad (27')$$

d. h. Die Maschine verfolgt einen Carnot'schen Kreisprozess.[1]) Der Ausdruck ist auch das Maximum desjenigen, was eine Kältemaschine mit Luft, immer zwischen gleichen Temperaturgrenzen arbeitend, theoretisch leisten kann.

Es ist hier am Platze, hervorzuheben, dass dieser Ausdruck der Leistung vollständig unabhängig ist von der Natur des als Medium benutzten Körpers, und daher, abgesehen von dem Einfluss der mehr oder weniger grossen Flüchtigkeit, der latenten Verdampfungswärme etc., und wenn die verschiedenen physikalischen Verhältnisse sich auf gleiche Art abwickeln, das Resultat theoretisch vollkommen gleich sein wird mit Aetherdampf, mit schwefliger Säure, Kohlensäure und mit Ammoniak.

10. Relative Dimensionen des Kompressors und des Expansionscylinders.

Das Volumen eines Kilogramms der Mischung im Momente der Ansaugung wird gegeben durch die Relation:

$$v_0 = u_0 x_0 + \sigma_0.$$

---

1) Die Untersuchungen nach dem Polytropischen Kreisprozess siehe: Zeuner, Thermodynamik, 2. Band, 3. Auflage bei Arthur Felix in Leipzig, Seite 96 fgde; Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 38. Band, 1894 von Dr. H. Lorenz, S. 68 fgde.; Zeitschrift für Kälteindustrie, 1894 u. 1895 bei Oldenbourg in München, diverse Aufsätze von Dr. H. Lorenz.

Daher, wenn die Maschine mit jedem Kolbenhube ein Gewicht m der Mischung zirkuliren lässt, so wird das Volumen V_1 des Kompressors gleich $m V_0$ sein, d. h.

$$V_1 = m(u_0 x_0 + \sigma_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28')$$

und das Volumen des Expansionscylinders wird sein

$$V_0 = m(u_0 x'_0 + \sigma_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28'')$$

Man sieht, dass die Natur des Körpers stark die Dimensionen der Maschine beeinflusst, und dass diese Dimensionen desto geringer sein werden, je grösser die Flüchtigkeit des Körpers ist, d. h. je höher die Spannung sein wird bei der Temperatur, bei welcher der Eintritt in den Kompressor stattfindet. Aus den Ausdrücken (28') und (28'') folgt:

$$V_0 = V_1 \cdot \frac{u_0 x'_0 + \sigma_0}{u_0 + x_0 + \sigma_0} = V_1 \cdot \frac{x'_0 + \frac{\sigma_0}{u_0}}{x_0 + \frac{\sigma_0}{u_0}}.$$

Wenn $\frac{\sigma_0}{u_0}$ genügend klein ist, d. h. wenn, bei der Temperatur T_0, das spezifische Volumen der Flüssigkeit vernachlässigt werden kann im Vergleich zu dem ihres gesättigten Dampfes, so hat man deutlich

$$V_0 = V_1 \frac{x'_0}{x_0} \text{ oder } x_1 \text{ und } x_0$$

durch andere Werthe der Gleichung (25) ersetzend:

$$V_0 = V_1 \cdot \left[\frac{T_1 \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T}}{r_1 x_1 + \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{dt}} \right]$$

V_0 wird zwischen den beiden Grenzwerthen:

$$V_0 = V_1 \cdot \frac{q_1 - q_0}{r_1 x_1 + q_1 - q_0} \text{ oder } V_0 = V_1 \cdot \frac{(q_1 - q_0)\frac{T_1}{T_0}}{r_1 x_1 + (q_1 - q_0)\frac{T_1}{T_0}} \qquad (29)$$

Wenn die Differenzen der Temperaturen $T_1 - T_0$ nicht eine gewisse Grenze überschreiten, und wenn die latente Verdampfungswärme gross ist im Verhältniss zur spezifischen Wärme der Flüssigkeit, was stets der Fall sein wird, wenn die Flüssigkeit weit entfernt von ihrem kritischen Punkte sich befindet, so zeigen die Ausdrücke (29), dass die Beziehung $\frac{V_0}{V_1}$ klein sein wird.

Wenn andererseits die äussersten Spannungen gleich sind im Kompressor und im Expansionscylinder, so werden die Mittelspannungen wenig

von einander verschieden sein, und die indigirten Arbeiten im Kompressor und im Expansionscylinder werden unter sich fast im Verhältniss der Volumina verschieden sein. Daraus folgt, dass die im Expansionscylinder gewonnene Arbeit sehr gering sein wird im Verhältniss zum Arbeitsaufwand bei der Kompression, und dass man ohne grosse Nachtheile und ohne bemerkenswerthe Verminderung des Erfolges den Expansionscylinder fortlassen kann, wodurch sich die Maschine sehr vereinfacht. Dies ist der Fall bei Maschinen, die mit Flüssigkeiten arbeiten, welche den Bedingungen entsprechen, nicht nahe dem kritischen Punkte zu sein (schweflige Säure, Methylchlorür, Ammoniak etc.).

Nehmen wir z. B. Ammoniak und nehmen wir an

$$t_1 = +25^0 \text{ C.}, \ t_0 = -25^0 \text{ C., so haben wir } \frac{V_0}{V_1} = 0{,}15 \text{ ungefähr.}$$

Sei $$t_1 = +25^0 \text{ C. und } t_0 = -15^0 \text{ C., so wird } \frac{V_0}{V_1} = 0{,}13.$$

Die im Expansionscylinder wieder gewonnene Arbeit wird daher kaum $^1/_7$ oder $^1/_8$ der im Kompressor verbrauchten Arbeit.

Wenn die Temperatur t_1 nahe dem kritischen Punkt des verwendeten Körpers ist, so liegt die Sache anders. Das Verhältniss $\frac{x'_0}{x_0}$ ist viel grösser für dieselben Grenzen der Temperaturen, daher des relativ schwächeren Werthes von r. Ausserdem, wenn der angewendete Dampf nahe seinem kritischen Punkte ist, so kann der Werth von σ_0 nicht mehr vernachlässigt werden im Verhältniss zu u_0; und $\frac{\sigma_0}{u_0}$ kann nicht mehr vernachlässigt werden vor x_0 und x'_0. Es folgt aus diesen beiden Umständen, dass das Verhältniss $\frac{V_0}{V_1}$ ein ziemlich grosser Bruch sein wird, der sich schnell der Einheit nähert, wenn t_1 sich vergrössert. Es wird dann ebenso mit $\frac{L_c}{L_d}$.

Die Maschine nähert sich alsdann einer Maschine, die mit permanentem Gase und in geschlossenem Kreisprozess arbeitet.

Wenn wir dies z. B. auf Kohlensäure anwenden und voraussetzen

$$t_1 = +25^0 \text{ C.}, \ t_0 = -25^0 \text{ C., so wird } \frac{V_0}{V_1} = 0{,}55 \text{ ungefähr.}$$

Ist $$t_1 = +25^0 \text{ C.}, \ t_0 = -15^0 \text{ C., so wird } \frac{V_0}{V_1} = 0{,}50 \text{ ungefähr.}$$

Die im Expansionscylinder wieder gewonnene Arbeit ist dann ein grosser Theil der durch die Kompression aufgewendeten Arbeit, und man kann diesen Expansionsapparat nicht mehr fortlassen, ohne die Leistung der Maschine erheblich zu verringern, besonders wenn die Temperatur t_1 relativ hoch ist.

Wir werden bemerken, dass, wenn das Verhältniss $\frac{x'_0}{x_0}$ zunimmt und sich der Einheit nähert, die Differenz $x_0 - x'_0$ sich vermindert, d. h. dass der Gewichtsantheil der Flüssigkeit, welche in der Maschine zirkulirt hat und wirklich zur Kälteerzeugung benutzt wurde, nach und nach kleiner wird.

Diese verschiedenen Betrachtungen zeigen:

1. Dass in Bezug auf den Leistungserfolg (Wirkungsgrad) nur wenig Unterschied zwischen den verschiedenen Systemen von Kältemaschinen mit kondensirbaren Dämpfen ist, wenn die benutzten Medien zu den Körpern der ersten Kategorie gehören, d. h. wenn sie weit entfernt von ihrem kritischen Punkte sind.
2. Dass die Maschinen mit Flüssigkeiten, die nahe ihrem kritischen Punkte angewendet werden, in denselben Verhältnissen arbeiten können, aber nur geringere Resultate geben, wenn sie ohne Expansionscylinder arbeiten.

Die Kohlensäure ist daher nicht, a priori, ein zur künstlichen Kälteerzeugung ebenso vortheilhaft anzuwendender Körper, als man geglaubt hat, wenigstens nicht in warmen Klimaten, wo die Temperatur des Kühlwassers nicht weit genug von 32° C. Temperatur, dem kritischen Punkte der Kohlensäure, entfernt ist.

11. Nutzlosigkeit des Expansionscylinders.

Der Expansionscylinder ist in fast allen mit kondensirbaren Dämpfen arbeitenden Maschinen fortgelassen worden. Seine Anbringung ist ausserdem in der Praxis nicht sehr bequem.

Wir haben gesehen, dass das Volumen des Expansionscylinders durch die Relation

$$V_0 = V_1 \cdot \frac{u_0 x'_0 + \sigma_0}{u_0 x_0 + \sigma_0}$$

ausgedrückt ist.

Das Verhältniss $\frac{u_0 x'_0 + \sigma_0}{u_0 x_0 + \sigma_0}$ variirt beträchtlich mit der Temperatur T_0, woraus folgt, dass das Volumen des Expansionscylinders sollte veränderlich gemacht werden, um es nach dem Maass und Verhältniss vergrössern zu können, wie sich die Temperatur im Refrigerator vermindert. Oder die Temperatur des Refrigerators wird variabel gemacht, je nach den Anwendungen und Bedingungen des Betriebes.

Man könnte sich begnügen V_0 das Volumen zu geben, das dem kleinsten vorkommenden Werthe entspricht, den der Bruch $\frac{u_0 x'_0 + \sigma_0}{u_0 x_0 + \sigma_0}$ in der Praxis und für die anderen Werthe der Temperatur haben kann, aber dann wird die Expansion sehr unvollständig sein.

Man zieht in den meisten Fällen vor, ganz und gar diesen Apparat fortzulassen, und hat dadurch folgende Resultate:

1. Die Betriebsarbeit muss um die Menge L_d vermehrt werden, welche sonst wiedergewonnen werden könnte durch den Expansionscylinder.
2. Die Kälteleistung wird vermindert um eine Anzahl Wärmeeinheiten, die dieser Arbeit entsprechen.

Dies resultirt unmittelbar aus der Gleichung $Q_0 = Q_1 - A L_m$.

Q_1 ist unveränderlich, und wenn man nach einander $L_m = L_c$ macht und $L_m = L_c - L_d$, so ist klar, dass im ersten Falle Q_0 kleiner sein wird, und dass die Verkleinerung genau gleich $A L_d$ sein wird.

Statt zu haben $Q_0 = Q_1 \cdot \frac{T_0}{T_1}$ erhält man $Q'_0 = Q_1 \cdot \frac{T_0}{T_1} - A L_d$.

Der Ausdruck kann auch geschrieben werden:

$$Q'_0 = Q_1 \cdot \left[\frac{T_0}{T_1} - \frac{T_1 - T_0}{T_1} \frac{L_d}{L_c - L_d}\right].$$

Die Verringerung wird sein:

$$Q_c - Q'_0 = Q_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_1} \cdot \frac{L_d}{L_c - L_d} \quad \ldots\ldots \quad (29)$$

Die wirkliche theoretische Leistung wird statt $R = A \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

$$R' = A\left[\frac{T_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{L_c - L_d}{L_c} - \frac{L_d}{L_c}\right]$$

und die Verringerung wird:

$$R - R' = A \frac{L_d}{L_c} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (29')$$

$$\frac{R - R'}{R} = \frac{L_d}{L_c} \cdot \frac{T_1}{T_0}.$$

Man sieht daraus, dass die Verringerung der Kälteleistung und des Effektverlustes im Verhältniss ebensoviel grösser werden, als die Werthe der Brüche $\frac{L_d}{L_c}$ und $\frac{T_1}{T_0}$ grösser sind. Der Einfluss des Fehlens des Expansionscylinders wird um so empfindlicher, je grösser die Temperaturunterschiede, und je näher die Kondensator-Temperatur dem kritischen Punkte liegt. Diese letzte Temperatur spielt die Hauptrolle in dieser Frage.

Kapitel IV.

Theorie der verschiedenen Betriebsphasen.

12. Kompressionsarbeit.

Es sei zuerst vorausgesetzt, dass die schädlichen Räume Null sein, und es sei mit V das Volumen bezeichnet, das im Kompressionscylinder von dem Kolben beschrieben wird.

Die Betriebsarbeit während der Ansaugung, herbeigeführt durch die angesaugten Körper wird sein $L_1 = p_0 V$.

Wenn wir mit m das Gewicht des angesaugten Körpers pr. Kolbenhub bezeichnen, so haben wir

$$V = m(u_0 x_0 + \sigma_0), \text{ woraus folgt } L_1 = m(u_0 x_0 + \sigma_0) p_0.$$

Die Kompression sei adiabatisch, so wird nach unseren Voraussetzungen die Kompressionsarbeit L_c gleich der Aenderung der inneren Energie der Flüssigkeits- und Dampfmischung zu Anfang und Ende der Kompression:

$$L_2 = \frac{m}{A}\left[x_1(r_1 - Ap_1u_1) - x_0(r_0 - Ap_0u_0) + (q_1 - q_0)\right] \quad . \quad (30)$$

Endlich wird die Arbeit des Gewichts m bei dem Druck p_1 sein:

$$L_3 = mp_1(u_1x_1 + \sigma_1).$$

Die indizirte Widerstandsarbeit im Kompressor pr. Kolbenhub ist:

$$L = L_2 + L_3 - L_1$$

und wird daher den Werth haben:

$$L = \frac{m}{A}\left[r_1x_1 - r_0x_0 + q_1 - q_0 + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] \quad . \; . \; . \quad (31)$$

Andererseits hat man die Beziehung:

$$r_0x_0 = r_1x_1 \cdot \frac{T_0}{T_1} + T_0\int_{T_0}^{T_1}\frac{dq}{T}.$$

Dies eingesetzt in den Ausdruck (31) ergiebt:

$$L = \frac{m}{A}\left[r_1x_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_1} + q_1 - q_0 - T_0\int_{T_0}^{T_1}\frac{dq}{T} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] \quad (32)$$

Die Funktion q nach der Formel $a + bt + ct^2$ kann man auch schreiben mit genügender Genauigkeit

$$\int_{T_0}^{T_1}\frac{dq}{T} = \frac{q_1 - q_0}{T_1 - T_1}\text{ Log }\frac{T_1}{T_0}.$$

Man kann daraus folgern:

$$r_0x_0 = r_1x_1\frac{T_1}{T_0} + \frac{q_1-q_0}{T_1-T_0}\,T_0\,\mathrm{Log}\frac{T_1}{T_0} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (33)$$

$$L=\frac{m}{A}\left[r_1x_1\frac{T_1-T_0}{T_0}+A(p_1\sigma_1-p_0\sigma_0)+(q_1-q_0)\left(1-\frac{T_0}{T_1-T_0}\mathrm{Log}\frac{T_1}{T_0}\right)\right] \quad (32')$$

Diese Gleichungen kann man vereinfachen:

Entwickeln wir $\mathrm{Log}\,\frac{T_1}{T_0}$ nach der Potenzreihe von T_1-T_0, so erhalten wir

$$\mathrm{Log}\frac{T_1}{T_0}=\frac{T_1-T_0}{T_0}-\frac{1}{2}\left(\frac{T_1-T_0}{T_0}\right)^2+\frac{1}{3}\left(\frac{T_1-T_0}{T_0}\right)^3 \; . \; . \; . \; . \; .$$

Werden die Ausdrücke, mehr als zweiten Grades, vernachlässigt, so wird einfacher

$$\mathrm{Log}\frac{T_1}{T_0}=\frac{T_1-T_0}{T_0}\left[1-\frac{T_1-T_0}{2T_0}\right].$$

Dies in die Gleichungen (33) und (32') substituirt, so folgt:

$$r_0x_0=r_1x_1\frac{T_0}{T_1}+(q_1-q_0)\left[1-\frac{T_1-T_0}{2T_0}\right] \quad . \; . \; . \quad (33')$$

und

$$L=\frac{m}{A}\left[r_1x_1\frac{T_1-T_0}{T_1}+A(p_1\sigma_1-p_0\sigma_0)+(q_1-q_0)\frac{T_1-T_0}{2T_0}\right] \quad (32'')$$

oder

$$L=\frac{m}{A}(p_1\sigma_1-p_0\sigma_0)+\frac{m}{A}\,\overline{T-T_0}\cdot\left[\frac{r_1x_1}{T_1}+\frac{q_1-q_0}{2T_0}\right].$$

In dieser letzten Form sieht man deutlich, wie die Kompressionsarbeit wächst mit dem Temperaturgefälle, mit dem die Maschine arbeiten soll.

13. Kondensation und Verdampfung.

Von dem Kompressor aus geht das Dampfgemisch nach dem Kondensator, wo es unter konstantem Druck verflüssigt wird und dabei die Wärmeeinheiten $Q_1=m_1x_1r_1$ verliert. Darauf geht die Flüssigkeit in den Refrigerator über durch den Expansionsapparat, der in den meisten Fällen nur in einem einfachen Hahn oder Ventil besteht mit Regulirvorrichtung. Es seien:

w die Ausströmungs-Geschwindigkeit an der Ausgangsmündung;

U_1-U_0 die Veränderung der inneren Energie eines Kilogramm Flüssigkeit während der Ueberströmung.

Wenn wir annehmen, dass die Ueberströmung bei konstanter Temperatur erfolgt, d. h. wenn wir den geringen Wärmeaustausch an den Mündungswänden vernachlässigen, so wird das Gesetz der lebendigen Kraft kombinirt mit dem Gesetz der Aequivalenz uns die Gleichung liefern:

$$A\frac{w^2}{2g}-A(p_1v_1-p_0v_0)=A(U_1-U_0) \quad . \; . \; . \; . \quad (34)$$

Sei x'_0 das Verhältniss des in dem Gemisch enthaltenen Dampfes bei der Ausströmung aus der Mündung, so haben wir

$$v_0 = u_0 x'_0 + \sigma_0 \text{ und } v_1 = \sigma_1.$$

Andererseits $A(U_1 - U_0) = q_1 - [q_1 + x'_0(r_0 - A p_0 u_0)]$.

Eingesetzt in die Gleichung (34) wird der Ausdruck für die Geschwindigkeit:

$$A\frac{w^2}{2g} = A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) + (q_1 - q_0) - r_0 x'_0 \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Endlich wird die Proportion der Dampfmenge x'_0 bestimmt durch die Clausius'sche Gleichung: $r_0 x'_0 = T_0 \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T}$,

wofür auch annähernd geschrieben werden kann:

$$r_0 x'_0 = (q_1 - q_0) \cdot \frac{T_0}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0}$$

oder einfacher:

$$r_0 x'_0 = (q_1 - q_0)\left[1 - \frac{T_1 - T_0}{2T_0}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Wird $r_0 x'_0$ durch diesen Werth aus der Gleichung (35) ersetzt, so erhalten wir:

$$A\frac{w^2}{2g} = A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) + (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} \quad . \quad . \quad . \quad (35')$$

Man sieht, dass der Ausdruck von w nur eine Funktion von T_1 und T_0 ist.

14. Erzeugte Kältemengen.

Beim Eintritt in den Refrigerator verliert das Flüssigkeitsgemisch seine lebendige Kraft $\frac{mw^2}{2g}$, welche sich in Wärme verwandelt. Es resultirt daraus die Verdampfung einer Flüssigkeitsmenge $x''_0 - x'_0$, bestimmt durch die Formel:

$$(x''_0 - x'_0) r_0 = A\frac{w^2}{2g} = \left[(q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right].$$

Setzen wir für $x'_0 r_0$ den Werth aus Gleichung (36) ein, so haben wir

$$x''_0 r_0 = q_1 - q_0 + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

Die Flüssigkeit verdampft im Refrigerator, bis das Gemisch von Flüssigkeit und Dampf in den Zustand $(p_0 T_0 x_0)$ angelangt ist, um von Neuem vom Kompressor angesaugt zu werden.

Dabei wird eine Anzahl Wärmeeinheiten aufgenommen:

$$Q_0 = m(x_0 - x''_0) r_0.$$

Wird $x_0 r_0$ und $x''_0 r_0$ durch ihre Werthe aus den Gleichungen (33') und (37) ersetzt, so erhalten wir für Q_0:

$$Q_0 = m\left[r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} - A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] \quad . \quad (38)$$

Es ist leicht zu beweisen, dass nun $Q_0 + AL = Q_1$ ist, denn

$$AL = m\left[r_1 x_1 \frac{T_1 - T_0}{2T_0} + (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] \quad (31'')$$

und daher

$$Q_0 + AL = m r_1 x_1 = Q_1.$$

15. Oekonomische Leistung.

Wenn wir Glied für Glied der Gleichungen (38) und (32'') dividiren, so erhalten wir:

$$\left.\begin{aligned} \frac{Q_0}{AL} &= \frac{r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} - A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)}{r_1 x_1 \frac{T_1 - T_0}{T_1} + (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)} \\ &= \frac{T_0 - \frac{q_1 - q_0 \frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)}{r_1 x_1} T_1}{T_1 - T_0 + \frac{(q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)}{r_1 x_1} T_1} \end{aligned}\right\} \quad (39)$$

Die Gleichung (38) zeigt, dass die Kälteleistung, erzeugt von einem Kilogramm in der Maschine zirkulirender Flüssigkeit, sich vermindert, wenn sich das Temperaturgefälle vergrössert. Wir haben gesehen, dass die erforderliche Betriebsarbeit im Gegentheil grösser wurde, und aus diesem doppelten Grunde wird sich der ökonomische Erfolg der Maschine sehr schnell vermindern, wie die Gleichungen (39) zeigen.

Wenn das Temperaturgefälle klein genug, und die benutzte Flüssigkeit weit von ihrem kritischen Punkte entfernt ist, so hat die Leistung $\frac{Q_0}{AL}$ einen Werth nahe $\frac{T_0}{T_1 - T_0}$, d. h. eine vollkommen arbeitende Maschine verfolgt den Carnot'schen Kreisprozess.[1]) Sie entfernt sich um so mehr von dieser Grenze, je grösser das Temperaturgefälle ist, und je näher die Flüssigkeit ihrem kritischen Punkte. Man sieht ferner, dass in einer Gefriermaschine mit kondensirbaren Dämpfen, die nicht mit einem Expansionscylinder versehen ist, die theoretische Leistung nicht mehr unabhängig von dem als Medium benutzten Körper ist.

Die von der Natur der Flüssigkeit abhängigen Grössen finden sich in dem Ausdruck

$$\frac{T_1}{r_1 x_1}\left[(q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right],$$

1) Siehe Fussnote Seite 24.

welcher klein ist für den grössten Theil der angewendeten Körper, derart, dass man sagen kann, dass die theoretische Leistung einer Gefriermaschine mit kondensirbaren Dämpfen der ersten Kategorie beinahe unabhängig von der Natur des benutzten Körpers ist.

16. Die Maschine besitzt einen Expansionscylinder.

Die vorstehenden Gleichungen müssen dann geändert werden.

Angenommen, dass die Expansion vollständig sei von dem Druck p_1 bis zu dem Druck p_0 des Refrigerators.

An der Admission, d. h. wenn die Flüssigkeit, vom Kondensator kommend, in den Expansionscylinder eintritt, so entwickelt sie eine Arbeit

$$A'_1 = p_1 v'_1 = m p_1 \sigma_1.$$

Die Arbeit der Expansion L'_2 wird sein:

$$L'_2 = \frac{m}{A}[q_1 - q_0 - x'''_0(r_0 - A p_0 u_0)],$$

worin x'''_0 das Verhältniss der während der Expansion verdampften Flüssigkeit. Endlich wird die wiedergewonnene Arbeit sein:

$$L'_3 = p_0 v'_0 = m p_0 (u_0 x'''_0 + \sigma_0).$$

Die totale Arbeit wird dann:

$$L' = \frac{m}{A}[q_1 - q_0 + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) - x'''_0 r_0].$$

Das Verhältniss x'''_0 wird durch die Clausius'sche Gleichung bestimmt:

$$x'''_0 r_0 = T_0 \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T} = (q_1 - q_0)\left[1 - \frac{T_1 - T_0}{2 T_0}\right].$$

Die im Expansionscylinder wiedergewonnene Arbeit wird dann:

$$L' = \frac{m}{A}\left[q_1 - q_0 \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

Das Flüssigkeitsgemisch geht in den Refrigerator im Zustande $(p_0 T_0 x'''_0)$, und die Verdampfung der darin vorhandenen Flüssigkeit findet statt, bis das Gemisch in den Anfangszustand $(p_0 T_0 x_0)$ zurückgekehrt ist.

Die erzeugte Kälte wird durch den Ausdruck $Q'_0 = m r_0 (x_0 - x'''_0)$ dargestellt, oder wenn für x_0 und x'''_0 ihre Werthe eingesetzt werden:

$$Q'_0 = m r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

Der Vergleich zwischen den Gleichungen (38) und (41) zeigt, dass die erzeugte Kältemenge im zweiten Falle grösser ist, und zwar um die der Arbeit L' entsprechende Menge, ausgedrückt durch die Gleichung (40).

17. Anwendungen.

Wenn diese Gleichungen angewendet werden auf Ammoniak und Kohlensäure, so ergeben sich für verschiedene Temperaturen im Kondensator und Refrigerator die in nachfolgenden Tabellen niedergelegten Resultate:

Maschinen mit Ammoniak.

Temperatur im Kondensator	+ 25° C.		+ 15° C.	
Temperatur im Refrigerator	— 25° C.	— 15° C.	— 25° C.	— 15° C.
Arbeit pr. angesaugtem Kilogramm (L_c) kg	23 280	18 302	19 288	14 234
Arbeit durch die Expansion (L_d) . . kg	2 240	1 474	1 380	803
Erzeugte Kälte m. Expansionscylinder W.-E.	246,1	256,1	261,9	272,4
Erzeugte Kälte ohne Expansionscylinder W.-E.	240,8	252,6	258,6	270,5
Leistung pr. Pferd u. Stunde mit Expansionscylinder . . . . W.-E.	3 150	4 100	3 880	5 840
Leistung pr. Pferd und Stunde ohne Expansionscylinder . . . . W.-E.	2 790	3 720	3 620	5 130
Dampfverhältniss in dem Gemisch (x_0) . .	0,887	0,910	0,905	0,930
Dampfverhältniss in dem Gemisch (x'''_0) .	0,137	0,119	0,107	0,087
Volumen $V_0 = u_0 x_0 + \sigma_0$	0,701	0,475	0,716	0,485
Volumen $V'''_0 = u_0 x'''_0 + \sigma_0$	0,109	0,063	0,085	0,044
Verhältniss der Volumina $\frac{V'''_0}{V_0}$	0,156	0,133	0,119	0,091
Verhältniss der Spannungen $\frac{p_1}{p_0}$	6,80	4,35	4,93	3,15
Verhältniss der Volumina $\frac{V_0}{V_1}$	5,31	3,60	3,96	2,70

Maschinen mit Kohlensäure.

Temperatur im Kondensator	+ 25° C.		+ 15° C.	
Temperatur im Refrigerator	— 25° C.	— 15° C.	— 25° C.	— 15° C.
Arbeit durch ein angesaugtes Kilogr. (L_c) kg	3 950	3 160	3 634	2 715
Arbeit durch die Expansion (L_d) . kg	2 040	1 628	1 139	842
Erzeugte Kälte mit Expansionscylinder W.-E.	22,3	23,2	36,5	38
Erzeugte Kälte ohne Expansionscylinder W.-E.	17,5	19,4	33,6	35,8
Leistung pr. Pferd u. Stunde m. Expansionscylinder . . . . W.-E.	3 150	4 100	3 880	5 480
Leistung pr. Pferd u. Stunde ohne Expansionscylinder . . . . W.-E.	1 190	1 660	2 510	3 580
Verhältniss des Dampfes im Gemisch (x_0)	0,714	0,732	0,808	0,833
Verhältniss des Dampfes im Gemisch (x'''_0)	0,382	0,374	0,263	0,247
Volumen $V_0 = u_0 x_0 + \sigma_0$	0,0158	0,0119	0,0178	0,0134
Volumen $V'''_0 = u_0 x'''_0 + \sigma_0$	0,0088	0,0065	0,0063	0,0045
Verhältniss der Volumina $\frac{V'''_0}{V_0}$	0,56	0,55	0,35	0,33
Verhältniss der Spannungen $\frac{p_1}{p_0}$	3,86	2,86	3,05	2,25
Verhältniss der Volumina $\frac{V_0}{V_1}$	4,08	3,07	3,03	2,28

Es ist hier am Platze, zu bemerken, dass der Dampf als vollkommen gesättigt vorausgesetzt ist, und dass das Flüssigkeits- und Dampfgemisch bei der Ansaugung des Kompressors nur so viel Dampf enthielt, dass während der Kompression keine Ueberhitzung stattfinden kann. Die Rechnungen sind gemacht worden für den Werth x_1 gleich der Einheit.

Die Tafeln zeigen den bemerkenswerthen Unterschied, welchen im Betriebe und der Leistung Maschinen haben, deren angewandte Medien entfernt oder nahe ihrem kritischen Punkte sich dabei befinden.

Man sieht im Besonderen:

1. Dass die theoretische Leistung von Maschinen ohne Expansionscylinder, die mit Flüssigkeiten arbeiten, deren kritischer Punkt entfernt von den Arbeitstemperaturen liegt, wenig von der Leistung abweicht, welche ein vollkommener Carnot'scher Kreisprozess ergeben würde.[1]) Diese Leistung hängt weniger ab von der Kondensatortemperatur, sondern fast nur von der zu erzielenden niedrigen Temperatur. Sie steigt fast ebenso wie diese Temperatur.

   Im Gegentheile vermindert sich aber bei flüssiger Kohlensäure die Leistung schnell, wenn die Kondensatortemperatur steigt und sich ihrem kritischen Punkte nähert.

   Was wir über die Leistung sagen, bezieht sich auch auf die Kälteleistung von einem durch den Kompressor angesaugten Kilogramm Flüssigkeit. Es ist auf den grossen Unterschied aufmerksam zu machen, welcher in der Leistung besteht zwischen Maschinen mit verflüssigten Dampfen und den Maschinen mit Luft. Die angeführten Zahlen in den vorstehenden Tabellen vermindern sich natürlich in der Praxis noch durch Verluste, die im Betriebe unerlässlich sind, wie Reibungsverluste, Verluste beim Ansaugen und Komprimiren, in den schädlichen Räumen etc.

   Die Erfahrung hat gezeigt, dass man etwa 60 bis 80% dieser Zahlen erreicht, je nach den Dimensionen der Maschine und der Sorgfalt bei der Konstruktion, und selbst mit dieser Reduktion bleibt man noch weit über die bei Luftmaschinen gefundenen Resultate.

2. Wie schon auseinandergesetzt, sind die Verhältnisse der Volumina des Expansions- zum Kompressionscylinder, wie der Expansions- zur Kompressions-Arbeit, sehr unbedeutend bei ersteren Maschinen, so dass der Expansionscylinder fortgelassen werden kann, ohne erheblichen Einfluss auf die Leistung.

   Bei Kohlensäure-Maschinen ist es anders, bei denen das Verhältniss der Volumina des expandirten Fluidums zu dem kom-

1) Siehe Fussnote Seite 24.

primirten Werthe erreichen kann, gleich denjenigen bei Maschinen mit permanenten Gasen.

Endlich ist die Leistung der Maschinen mit Kohlensäure, die nicht mit Expansionscylinder versehen sind, immer derjenigen von Maschinen mit leicht kondensirbaren Dämpfen, wie Ammoniak, unterlegen; und dieser Abfall ist besonders beträchtlich bei relativ hohen Temperaturen des Kondensators.[1])

Das Flüssigkeitsverhältniss in dem vom Kompressor angesaugten Gemisch muss erheblich grösser in den Kohlensäure-Maschinen sein, als in den Ammoniakmaschinen, obgleich das Kompressionsverhältniss geringer ist.

Der Prozess ohne Ueberhitzung wird daher mit dieser Art von Maschinen schwieriger durchzuführen sein.

Kapitel V.

Veränderungen in der durch die Maschine erzeugten Kälteleistung.

18. Vortheilhafteste Bedingungen im Betriebe.

Nehmen wir an, dass Gleichgewicht vorhanden ist, d. h. dass das vom Kompressor angesaugte Gewicht des Gemisches pr. Kolbenhub gleich sei dem in derselben Zeit aus dem Regulirventil ausströmenden Gewicht.

Der Ausdruck der pr. Kolbenhub erlangten Kälteeinheiten lässt sich dann schreiben:

$$Q_0 = \frac{V}{u_0 x_0 + \sigma_0} \cdot \left[r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \right] \quad (42)$$

Für Maschinen mit Flüssigkeiten, entfernt von ihrem kritischen Punkte, und mit mässigem Temperaturgefälle, hat der erste Ausdruck in der Parenthese $r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1}$ einen überwiegenden Werth, der weitere Werth in der Parenthese $\left[(q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)\right]$ wird stets gering sein im Vergleich dazu.

---

1) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 38. Band, 1894, S. 161 fgde. von Prof. C. Linde u. 1895, S. 124 fgde. ebenfalls von C. Linde; Gottlieb Behrend, Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen, 3. Aufl., 1894 bei W. Knapp in Halle, S. 83 fgde. und Seite 291 fgde.; Zeuner, Thermodynamik, 3. Auflage, 2. Band, Seite 458 fgde.

Andererseits sind x_0 und x_1 bestimmt durch die Beziehung

$$r_0 x_0 = r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} + T_0 \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T}.$$

Der Ausdruck von Q_0 ist dann eine Funktion von x_0, T_0 und T_1.

Vorausgesetzt, dass T_0 und T_1 konstant bleiben, so kann x_0 und folglich auch x_1 variiren. Die Kälteleistung pr. indizirtes Meter-Kilogramm im Kompressor wird variiren. Diese Veränderungen sind stets geringer in Maschinen, die unter den Bedingungen arbeiten, die wir oben vorausgesetzt haben.

Was die pr. Kolbenhub erzeugte Kälteleistung betrifft, so wird das Maass der Variation, welche aus einer Veränderung von x_0 folgt, nur wenig abhängen von dem Maass der Veränderung seines Hauptausdruckes, d. h. von dem Maasse des Ausdrucks $\frac{x_1}{u_0 x_0 + \sigma_0}$, und da bei der obigen Annahme σ_0 klein ist in Beziehung zu $u_0 x_0$, so wird das Maass dieser Veränderung nur abhängen von der Beziehung $\frac{x_1}{x_0}$. Oder

$$d\left(\frac{x_1}{x_0}\right) = \frac{x_0 dx_1 - x_1 dx_0}{(x_0)^2} = \frac{dx_1}{(x_0)^2} \cdot \frac{T_0}{r_0} \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T},$$

eine Grösse, die immer das Vorzeichen von dx_1 hat.

Es wird also $d\frac{x_1}{x_0}$ negativ sein, wenn x_1 kleiner wird, und es folgt daraus, dass die Beziehung $\frac{x_1}{x_0}$ sich vermindert.

Ebenso wird es mit der durch die Maschine erzeugten Kälteleistung gehen. Wenn der untergeordnete Ausdruck

$$(q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2 T_0} + A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)$$

eine relativ beträchtliche Wichtigkeit erhält, so bleiben dieselben Schlussfolgerungen bestehen. Die Verringerung der Kälteleistung wird noch beträchtlicher sein, weil, wenn der Divisor $u_0 x_0 + \sigma_0$ mit x_0 kleiner wird, der negative Werth wächst, während der positive Ausdruck sich vermindert.

Es ist daher immer vortheilhaft, mit einem Werth von x_1 so gross als möglich zu arbeiten, am besten mit $x_1 = 1$, d. h. mit vollkommen trocken gesättigtem Dampf an der Ausgangsseite des Kompressors. Man sieht, dass es schwer möglich ist, dieser Bedingung auf der Saugseite genau zu entsprechen und dort das richtige Mischungsverhältniss so zu

schaffen, dass die Bedingung $x_1 = 1$ auf der Druckseite erfüllt wird. Es entsteht aber in der Praxis auch keine Unannehmlichkeit, wenn der Dampf während der Kompression überhitzt wird.

19. Einfluss der Temperaturen T_0 und T_1.

Wenn $x_1 = 1$ ist, so ergiebt sich der Werth von x_0 aus der Relation (33) und der Gleichung (42) wie folgt:

$$Q_0 = \frac{V_1}{u_0 x_0 + \sigma_0} \cdot \left[r_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \right].$$

Dann ist Q_0 nur allein eine Funktion von T_1 und von T_0.

Vorausgesetzt, man lasse successive jede dieser Temperaturen T_1 und T_0 sich ändern, alles Andere aber fix bleiben.

Wenn T_0 kleiner wird, wächst u_0, und obwohl der Werth x_0 sich ein wenig mit T_0 verringert, vergrössert sich rasch der Ausdruck $u_0 x_0 + \sigma_0$, wenn die Temperatur T_0 sinkt.

An dem anderen Faktor

$$\left[r_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \right]$$

ist leicht zu erkennen, dass er sich ebenso vermindern wird, wie T_0, weil der positive Theil abnimmt, während der negative Theil wächst.

Der Zähler von Q_0 wird kleiner, der Nenner grösser, woraus folgt, dass die Kälteleistung der Maschine schnell abnimmt, wenn die Temperatur im Refrigerator sinkt.

Dieser charakteristische Zug ist allen Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten gemeinsam, und stellt einen ihrer Hauptmängel dar.

Wenn man jetzt T_1 sich ändern lässt, während T_0 konstant bleibt, so bleibt auch der Ausdruck $u_0 x_0 + \sigma_0$ nahezu konstant (x_0 vergrössert sich sehr langsam, wenn T_1 kleiner wird).

Am zweiten Faktor

$$\left[r_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \right]$$

ist leicht zu erkennen, dass er wächst, wenn T_1 abnimmt, weil sein positiver Theil grösser wird, während sein negativer Theil sich vermindert.

Es werden also die beiden Ausdrücke des Faktors wachsen, der Zähler schneller als der Nenner, so dass die von der Maschine erzeugte Kälteleistung wächst, wenn T_1 abnimmt, aber ziemlich langsam bei den meisten der Medien, die entfernt von ihrem kritischen Punkte in der Maschine arbeiten.

Die nachstehenden Tafeln stellen Veränderungen der Kälteleistung dar auf den Kubikmeter vom Kompressor angesaugten Dampf- und

Flüssigkeitsgemisches, für Ammoniak- und Kohlensäure-Maschinen, für verschiedene Werthe von t_1 und t_0.

Von einem Kubikmeter im Kompressor angesaugten Dampfgemisch erzeugte Kälte.

Temperatur im Refrigerator °C.	Ammoniakmaschine		Kohlensäuremaschine	
	$t_1 = 25°C.$	$t_1 = 15°C.$	$t_1 = 25°C.$	$t_1 = 15°C.$
	W.-E.	W.-E.	W.-E.	W.-E.
$t_0 = -15$	532	558	1630	2670
-20	427	449	1340	2240
-25	343	361	1100	1890
-30	270	285	905	1580

Indizirte Arbeit für einen im Kompressor angesaugten Kubikmeter.

Temperatur im Refrigerator °C. t_0	Ammoniakmaschine, Temperatur im Kondensator		Kohlensäuremaschine, Temperatur im Kondensator	
	$t_1 = 25°C.$	$t_1 = 15°C.$	$t_1 = 25°C.$	$t_1 = 15°C.$
	kg	kg	kg	kg
$t_0 = -15$	37 600	27 820	269 500	208 300
-20	35 870	26 670	261 500	208 200
-25	33 190	25 120	248 200	202 500
-30	29 780	22 860	235 700	195 100

Diese Tabellen zeigen, dass beim Sinken der unteren Temperatur von $-15°$ bis $-30°$ C. die Kälteleistung fast auf die Hälfte reduzirt wird, während die durch den Motor zu beschaffende Arbeit viel weniger empfindlich dadurch beeinflusst wird.

Der Arbeitsaufwand wächst im Allgemeinen mit der Temperatur und dem Druck während des Ansaugens, erreicht sein Maximum, wenn das Temperaturgefälle zwischen Kondensator und Refrigerator unter eine Grenze von etwa 25 oder 30° C. hinabsteigt und vermindert sich dann bis zu Null, wenn die Refrigerator-Temperatur gleich der Kondensator-Temperatur geworden ist.

In der Praxis, wo das Gefälle $t_1 - t_0$ gewöhnlich über 25° C. ist, kann man sagen, dass die aufgewendete Arbeit immer mit der steigenden Temperatur im Refrigerator sich vermindert, aber dass ihre Veränderungen gering sind. Vergleicht man die Resultate der ersten Tabelle mit denjenigen an Luftmaschinen, so ergiebt sich, dass bei gleichem Volumen die Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten (Ammoniak und Kohlensäure) eine unvergleichlich grössere Kälteleistung liefern, als die Luftmaschinen, und zwar 20 bis 30 mal mehr mit Ammoniak, und auch sehr viel mehr mit Kohlensäure.

Diese Maschinen haben dann viel weniger voluminöse Organe als die Luftmaschinen gleicher Leistung.

Der Vortheil der Kohlensäure in dieser Beziehung über Ammoniak hängt viel von der Kondensator-Temperatur ab.

Bei 15° ist die Kälteleistung der Kohlensäure etwa 5 bis 6 mal grösser, bei 25° nur noch 3 mal so gross bei gleichem Volumen der Kompressoren.

Kapitel VI.

Einfluss der verschiedenen Unvollkommenheiten im Betriebe der Maschinen.

20. Einfluss der schädlichen Räume.

Wenn der Kolben des Kompressors nicht vor sich am Ende seines Hubes irgend einen schädlichen Raum liesse, so würde das angesaugte Dampfgewicht pr. Kolbenhub sein:

$$G = \frac{V_1}{u_0 x_0 + \sigma_0}.$$

So ist es aber nicht, vielmehr lässt der Kolben stets vor sich einen Raum frei, $\alpha_1 V_1$, welcher am Ende der Kompression erfüllt ist von Dampf von der Spannung p_1 und dem Zustande $(T_1 x_1)$.

Wenn der Kolben zurückzugehen beginnt, so schliesst sich das Druckventil, und der in dem schädlichen Raume enthaltene Dampf dehnt sich aus, ohne dass das Saugventil öffnet. Die Oeffnung desselben beginnt erst, wenn die Spannung des Dampfes ein weniges unter p_0 angelangt ist.

Stets ganz adiabatische Vorgänge vorausgesetzt, ist die Temperatur gleich T_0, sobald der Druck p_0 geworden ist, und das Verhältniss des Dampfes in dem Gemisch wird zu:

$$\frac{r_0 x}{T_0} = \frac{r_1 x_1}{T_1} - \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T}.$$

Es wird daher x genau gleich x_0, d. h. die Zusammensetzung und der Zustand des in dem schädlichen Raume eingeschlossenen Dampfgemisches werden ganz dieselben sein, wie diejenigen des angesaugten Gemisches.

Das in dem schädlichen Raume eingeschlossene Dampfgewicht ist:

$$g = \frac{\alpha_1 V_1}{u_1 x_1 + \sigma_1} \quad \dots\dots\dots \quad (43)$$

Das von diesem Dampfgewicht erfüllte Volumen, im Augenblicke, wo seine Spannung p_0 geworden ist, wird sein

$$V_m = \alpha_1 V_1 \frac{u_0 x_0 + \sigma_0}{u_1 x_1 + \sigma_1}.$$

Und das Volumen, was durch den Kolben während der Ausdehnung dieses Dampfgemisches beschrieben wurde, wird sein:

$$V_m - \alpha_1 V_1 = \alpha_1 V_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1} \quad \dots\dots \quad (44)$$

Das Gewicht der im Kompressor bei jedem Kolbenhub wirklich angesaugten Dampfmenge wird daher sein:

$$G = \frac{V_1}{u_0 x_0 + \sigma_0}\left[1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45)$$

Es ist leicht zu sehen, dass die indizirte Arbeit im Kompressor pr. Kilogramm Flüssigkeit theoretisch nicht hierdurch verändert wird, weil die in dem schädlichen Raume eingeschlossene Dampfmenge genau dieselbe Arbeit während der Expansion leistet, die zu ihrer Kompression aufgewendet werden muss. Das ist a priori klar, weil die Zustände des in dem schädlichen Raume eingeschlossenen Fluidums im Anfang und Ende der Ausdehnung genau dieselben sind, wie diejenigen am Ende und Anfang der Kompression der ganzen Masse.

Aber die Rechnung ermöglicht dies zur Evidenz zu beweisen.

Ein gewöhnliches Diagramm der im Cylinder stattfindenden Wirkungen sei bezeichnet durch die Buchstaben $ABCDA$, die Kompressionsarbeit ABb hat den Werth

$$L' = \frac{1}{A}\frac{V_1(1+\alpha_1)}{u_0 x_0 + \sigma_0}\left[x_1 r_1 - x_0 r_0 - (A p_1 u_1 x_1 - A p_0 u_0 x_0) + q_1 - q_0\right].$$

Die Arbeit $BCDb$ des Hinüberschiebens in den Kondensator hat zum Werth

$$L'' = \frac{V_1}{u_0 x_0 + \sigma_0}\left[1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right] \cdot p_1 (u_1 x_1 + \sigma_1)$$

$$= V_1 p_1 \frac{u_1 x_1 + \sigma_1}{u_0 x_0 + \sigma_0}\left[1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right].$$

Die Expansionsarbeit aber hat zum Werth:

$$L''' = \frac{1}{A}\frac{\alpha_1 V_1}{u_1 x_1 + \sigma_1} \cdot [x_1 r_1 - x_0 r_0 - A(p_1 u_1 x_1 - p_0 u_0 x_0) + (q_1 - q_0)].$$

Endlich ist die Ansaugearbeit des Motors:

$$L'''' = p_0 V_1 \left[1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right].$$

Die indizirte Arbeit pr. Kolbenhub wird sein:

$$L = L' + L'' - L''' - L'''' = \frac{V_1}{u_0 x_0 + \sigma_0} \cdot \left[\varphi - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right]$$

$$\cdot [x_1 r_1 - x_0 r_0 + (q_1 - q_0) + A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)] \cdot \frac{1}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

Die indizirte Arbeit pr. Kilogramm Dampfgemisch ändert sich dadurch nicht und bleibt immer:

$$\frac{1}{A}[r_1 x_1 - r_0 x_0 + (q_1 - q_0) + A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)].$$

Es ist indessen nicht ebenso mit der Kälteleistung der Maschine.

Diese wird dargestellt pr. Kolbenhub durch:

$$Q_0 = V_1 \cdot \frac{1}{u_0 x_0 + \sigma_0} \cdot \left[1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}\right]$$
$$\cdot \left[r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0)\frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)\right] \quad (47)$$

Man sieht, dass die Kälteleistung vermindert wird um den Ausdruck

$$1 - \alpha_1 \frac{u_0 x_0 - u_1 x_1}{u_1 x_1 + \sigma_1}.$$

Dieser Ausdruck stellt den Vortheil des theoretischen Volumens des Kompressors dar, gegenüber dem Volumen einschliesslich schädlichem Raume. Es ist leicht zu sehen, dass dieser Vortheil geringer wird nach Verhältniss der Verminderung der Temperatur T_0, und dass die schädlichen Räume die Folge haben, die Verminderung der Kälteleistung der Maschine noch zu erweitern, je nachdem die Refrigerator-Temperatur niedriger wird.

Die nachstehende Tabelle zeigt die Werthe dieser Volumenänderung für verschiedene Temperaturen im Kondensator und im Refrigerator.

Temperatur im Refrigerator t_0 ($\alpha_1 = 0{,}02$)	Ammoniakmaschine Temperatur im Kondensator		Kohlensäuremaschine Temperatur im Kondensator	
	$t_1 = 25^0$ C.	$t_1 = 15^0$ C.	$t_1 = 25^0$ C.	$t_1 = 15^0$ C.
$t_0 = -15^0$ C.	0,948	0,966	0,959	0,974
$t_0 = -25^0$ C.	0,913	0,941	0,939	0,960

Der Gewinn an wirklichem Volumen des Kompressors ist in Wirklichkeit geringer. (Die Expansion des in dem schädlichen Raume eingeschlossenen Dampfgemisches geht nämlich nicht adiabatisch vor sich. Da es in Berührung ist mit einer relativ sehr beträchtlichen Wandungs-Oberfläche, wird ihm eine gewisse Menge Wärme während der Ausdehnung zugeführt, welche, wenn sie in Arbeit verwandelt wird, die Druckverminderung weniger schnell herbeiführt, und ebenso die Oeffnung des Saugventils verzögert.)

Die Saugventile und besonders die Druckventile schliessen nicht mit mathematischer Präzision, und es kommt oft vor, dass letzteres noch ein wenig geöffnet bleibt, wenn der Rückgang des Kolbens schon begonnen hat. Dies ist, wenn es eintritt, sehr lästig und vermehrt die Wirkung des schädlichen Raumes erheblich. Die Tendenz zu diesem Uebelstande ist um so grösser, je grösser der schädliche Raum ist.

Um dem entgegen zu wirken und ein so promptes Schliessen wie möglich herbeizuführen, erhalten die Ventile nur sehr schwachen Hub. Aber auch das hat seine Grenze, weil daraus folgen könnte, dass die Füllung nicht schnell und prompt genug erfolgt.

Die Verringerung des Volumens hat eine Verringerung der Kälteleistung pr. indizirte Pferdekraft zur Folge, denn da die passiven Widerstände sich nicht bemerkbar verändern, so resultirt daraus, dass ihr Einfluss verhältnissmässig grösser wird, wenn das Gewicht der angesaugten Dampfmischung geringer wird.

Auch soll man sie so viel wie möglich vermindern durch Verlängerung des Cylinders in Bezug auf seinen Durchmesser, und soll dem Kolben so viel wie möglich die Form des Cylinderdeckels geben.

In guten Maschinen wird der schädliche Raum sehr klein gemacht, er überschreitet selten 2% des inneren Cylindervolumens.

In gewissen Maschinen mit Ammoniak und Kohlensäure (alte Maschinen Fixary, Maschinen von de la Vergne und Windhausen) hat man versucht, den schädlichen Raum ganz zu beseitigen, indem man den Kolben am Ende jedes Hubes in ein Oelbad eintreten liess, welches vollständig den Cylinderboden erfüllte, oder indem man den Kolben durch einen flüssigen Glycerinkolben ersetzte. Es ist jedoch zu bemerken, dass die Flüssigkeiten bei den Kompressionsspannungen in starkem Maasse die Dämpfe absorbiren, die sie dann zum Theil bei dem viel geringeren Saugdrucke wieder abgeben, und das hat denselben Erfolg, wie ein wirklicher schädlicher Raum. Man geht deshalb auch wieder davon ab. Wenn die Temperatur- und Druckgefälle zwischen Kondensator und Verdampfer sehr gross werden, ist es vorzuziehen, einen Compound-Kompressor anzuwenden, indem man die Kompression in zwei aufeinander folgenden Handlungen bewirkt. Das erlaubt weniger unvortheilhaft zu komprimiren, die Ueberhitzung zu vermindern, und ebenso die Wirkung der schädlichen Räume.

21. Reibungen und passive Widerstände.

Die Reibungen und andere passive Widerstände haben zur Folge, dass sie in allen Maschinen einen Theil der Betriebskraft absorbiren.

Die Wichtigkeit des Einflusses dieser Reibungen ist natürlich sehr verschieden, je nach der Art und der Konstruktion der Maschine. Man kann im Allgemeinen sagen, dass ihr Einfluss relativ um so grösser ist, je geringer die Spannungen (besonders die Saugspannungen) sind. Ihr relativer Einfluss wird daher in Kohlensäuremaschinen geringer sein, als in Ammoniak- oder Schwefligsäuremaschinen, besonders aber, als in Aethermaschinen.

Weiter, für ein und dieselbe Maschine wird er um so grösser sein, wie die Saugtemperatur, d. h. die Refrigeratortemperatur geringer ist.

Dieser relative Einfluss ist immer weniger gross in den Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten, als in Luftmaschinen, und er ist fast gleich zu setzen demjenigen in gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Aber die Vermehrung der Betriebsarbeit ist nicht die einzige Inkonvenienz, welche aus den passiven Widerständen entspringt. Die Reibungen im Innern des Cylinders erzeugen eine gewisse Wärmemenge, welche sie den komprimirten Dämpfen zuführen.

Auch die Kompression der Dämpfe geht nicht vollkommen adiabatisch vor sich. Während der Ansaugung und der Kompression wird eine gewisse Wärmemenge zugeführt, nicht nur von den inneren Reibungen herrührend, sondern auch von den Wärmeausstrahlungen, die sich durch die Cylinderwandungen zwischen der umgebenden Luft und den arbeitenden Dämpfen vollziehen.

Die Temperatur im Innern des Kompressors ist sehr variabel. Sie schwankt zwischen t_0, der Ansaugetemperatur, und t_1, der Kompressionstemperatur. Der mittlere Werth t_m der Temperatur ist das Mittel zwischen diesen beiden extremen Werthen, und kann wohl bestimmt werden.

Wenn die Maschinen ohne Ueberhitzung arbeiten, liegt diese mittlere Temperatur unterhalb dem Gefrierpunkte 0°. Auch kommt es oft vor, dass die Cylinderwände des Kompressors sich mit einem mehr oder weniger dicken Reif bedecken.

Wenn man mit t die umgebende Lufttemperatur bezeichnet und durch S die Oberfläche des Cylinders, so wird die Zahl der Wärmeeinheiten, die den komprimirten Dämpfen zugeführt werden, stündlich

$$Q = kS(t - t_m),$$

und wenn bezogen auf das Gewicht der Flüssigkeit, die in derselben Zeit zirkulirt hat:

$$\frac{Q}{G} = k\frac{S}{G}(t - t_m).$$

Die Kolbenreibung im Innern des Cylinders entwickelt ihrerseits eine Wärmemenge pr. Kilogramm Flüssigkeit, dargestellt durch die Formel:

$$q_f = Afv_0 = Af(u_0 x_0 + \sigma_0),$$

worin f ein konstanter Koëffizient ist. Die Formel ist fast unabhängig von der Temperatur, bei welcher die Maschine arbeitet.

Die totale während der Kompression zugeführte Reibungswärme Q_f wird pr. Kilogramm Flüssigkeit sein:

$$Q_f = k\frac{S}{G}(t - t_m) + Af(u_0 x_0 + \sigma_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (48)$$

Dieser Werth von Q_f hängt von den Dimensionen der Maschine und von der Natur der benutzten Flüssigkeit ab.

Er vermindert sich mit S, mit k, f, mit $(t - t_m)$ und mit u_0 und im umgekehrten Sinne mit G. Er wird kleiner, je nachdem die benutzte Flüssigkeit weniger flüchtig ist.

Er kann variiren von 2 bis 5 Wärmeeinheiten auf das Kilogramm Flüssigkeit bei Ammoniakmaschinen, oder 1 bis 2% der erzeugten Kälteleistung.

Sehen wir, welcher Einfluss daraus auf den Betrieb der Maschine entstehen kann.

Weiter vorausgesetzt, dass der übrige Dampf immer gesättigt bleibe, und bezeichne $(x_0 + \Delta x_0)$ das Dampfverhältniss bei der Ansaugung, soweit es erforderlich ist, damit dasselbe nach der Kompression x_1, und zwar dasselbe sei, wie bei adiabatischer Kompression.

Die Kompressionsarbeit pr. Kilogramm Flüssigkeit ist dann:

$$L_c = \frac{1}{A}[r_1 x_1 - r_0(x_0 + \Delta x_0) + (q_1 - q_0) + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) - Q_f] \quad (49)$$

Andererseits hat man die Differential-Gleichung

$$dQ_f = dq + Td\frac{xr}{T},$$

woraus wir entwickeln, wenn wir integriren zwischen T_1 und T_0:

$$\frac{x_1 r_1}{T_1} - \frac{(x_0 + \Delta x_0) r_0}{T_0} = \int_{T_0}^{T_1} \frac{dQ_f}{T} - \int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T}.$$

Annähernd ist:

$$\int_{T_0}^{T_1} \frac{dq}{T} = \frac{q_1 - q_0}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0} \quad \text{und} \quad \int_{T_0}^{T_1} \frac{dQ_f}{T} = \frac{Q_f}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0}.$$

Der genaue Ausdruck der beiden Integrale wird aber schwer darzustellen sein, denn man kennt nicht die Art, wonach die Wärmemenge Q_f mit der Veränderung der Temperatur T variirt.

Wir folgern dann:

$$(x_0 + \Delta x_0) r_0 = x_1 r_1 \frac{T_0}{T_1} + \frac{T_0}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0} [q_1 - q_0 - Q_f] \quad . \quad (50)$$

und

$$L_c = \frac{1}{A}\left[r_1 x_1 \frac{T_1 - T_0}{T_0} + (q_1 - q_0 - Q_f) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0}\right) + A(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0)\right] (51)$$

Dieser letzte Ausdruck zeigt, dass die Kompressionsarbeit geringer geworden ist, aber dass die Verringerung dargestellt wird durch:

$$\frac{Q_f}{A}\left(1 - \frac{T_0}{T_1 - T_0} \operatorname{Log} \frac{T_1}{T_0}\right),$$

d. h. dass sie sehr gering ist und durchaus vernachlässigt werden kann. Es ist ganz, als wenn die spezifische Wärme der Flüssigkeit zwischen T_1 und T_0 geringer wäre als die Grösse Q_f, welche sehr klein in Bezug auf $q_1 - q_0$ ist.

Die Kälteleistung wird mehr beeinflusst werden. Sie wird vermindert um die Menge $-\Delta x_0 r_0$, und nach der Gleichung sehen wir, dass

$$-\Delta x_0 r_0 = Q_f \frac{T_0}{T_1 - T_0} \text{ Log } \frac{T_1}{T_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (52)$$

ist, oder mit genügender Genauigkeit:

$$-\Delta x_0 r_0 = Q_f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (52')$$

Dieses Resultat konnte a priori vorausgesehen werden; man hat in der That nach dem Prinzip der Aequivalenz die Beziehung

$$Q_1 = Q'_0 + Q_f + AL$$

und wenn Q_f Null ist:

$$Q_1 = Q_0 + AL,$$

weil L nicht erheblich sich ändert. Daher ist

$$Q_0 - Q'_0 = Q_f.$$

Die Wärmeausstrahlungen durch die Cylinderwandungen des Kompressors haben dann genau denselben Erfolg, wie alle Kälteverluste nach aussen durch Ausstrahlung der Saugleitungen und der Wandungen des Refrigerators. Sie haben nur zum Resultat die durch die Maschine erzeugte nutzbare Kälteleistung zu vermindern, und haben keinen Einfluss auf die Betriebsarbeit, wenn der Dampf gesättigt bleibt.

Man sieht immer mehr, dass der Verlust, der daraus resultirt, ganz unbedeutend ist.

22. Füllungsverluste.

Die vom Kompressor angesaugte Dampfmenge erleidet in der Saugleitung und bei ihrem Durchgang durch die Saugventile einen Verlust, welcher den Druck und den allgemeinen Zustand beeinflusst.

Studiren wir zuerst die Verluste der Füllung in der Saugleitung, und setzen wir der Einfachheit halber voraus, dass sie so gut isolirt sei, dass keine Wärme durch ihre Wandungen passiren kann.

Sei dp der Füllungsverlust in einem Stück der Leitung vom Widerstande dR. Die Strömungsgeschwindigkeit, die konstant vorausgesetzt sei, nennen wir w, dann haben wir die Relation

$$dp = \varphi(w) dR.$$

Andererseits ist nach dem Carnot'schen Prinzip die zwischen latenter Verdampfungswärme und entsprechendem höchsten Druck die Relation:

$$r dt = A T dp.$$

Daraus wird

$$dt = A \frac{T}{r} \varphi(w) dR,$$

und durch Integration zwischen Grenzen von einem Ende der Leitung zum anderen

$$\Delta T = A\int \frac{T}{r}\varphi(w)\,dR.$$

Und da T und r sehr wenig sich ändern von einem Ende der Leitung zum anderen, so wird, wenn wir mit T und r die mittleren Werthe bezeichnen:

$$\Delta T = A\frac{T}{r}\int \varphi(w)\,dR.$$

$\int \varphi(w)dR$ ist nichts anderes als der Füllungsverlust I in der Leitung, der leicht aus den experimentell gefundenen Formeln herausgezogen werden kann, betreffend die Dampfströmung in den Leitungen.

Es wird dann

$$\Delta T = A\frac{T}{r}I.$$

Andererseits giebt das Prinzip der Erhaltung der Energie die Differentialgleichung

$$dq + d(rx) + A\,dp = 0.$$

Seien r', x', T', p' ... die Grössen, die den Zustand des Dampfgemisches beim Austritt aus dem Refrigerator bezeichnen, und r'', x'', T'', p'' ... diejenigen beim Austritt aus der Leitung, so wird durch Integration:

$$(r'x' - r''x'') + q' - q'' + A(p'\sigma' - p''\sigma'') = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (53)$$

woraus folgt:

$$r''x'' = r'x' + (q' - q'') + A(p'\sigma' - p''\sigma'') \quad . \quad . \quad . \quad (53')$$

oder, mit genügender Genauigkeit, weil $p'\sigma' - p''\sigma''$ vernachlässigt werden kann, und r' sehr wenig von r'' verschieden ist:

$$x'' = x' + \frac{dq}{dt}T' \cdot \frac{AT'I}{r'^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53'')$$

weil $\frac{dq}{dt}$ die spezifische Wärme der Flüssigkeit bei T' ist.

Die Füllungsverluste haben also zur Folge:

1. Die Temperatur und den Druck des Gemisches zu verringern, die Betriebsarbeit zu vergrössern.
2. Das Dampfverhältniss in dem Gemisch zu vergrössern und daher die Kälteleistung im Refrigerator zu verringern.

Erörtern wir jetzt die Verluste, die durch die Strömung durch die Saugventile entstehen.

Es seien

w die Strömungsgeschwindigkeit;

$p_0 T_0 x'''_0$ die Grössen, die den Zustand im Augenblick seines Einströmens darstellen;

$d_0 T_0 x_0$ der Zustand des Gemisches im Innern des Kompressors;

so haben wir die Relation:

$$A\frac{w^2}{2g} = (q''-q_0) + (x''r''-x'''_0 r_0) + A(p''\sigma''-p_0\sigma_0) \quad . \quad . \quad (54)$$

Andererseits giebt die Clausius'sche Gleichung, wenn die Expansion sich adiabatisch vollzieht:

$$x'''_0 r_0 = x''r''\cdot\frac{T_0}{T''} + (q''-q_0)\left(1-\frac{T''-T_0}{2T_0}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Dies in die Gleichung (54) eingesetzt giebt:

$$A\frac{w^2}{g} = (T''-T_0)\left[\frac{r''x''}{T''} + \frac{q''-q_0}{2T_0} + A\frac{p''\sigma''-p_0\sigma_0}{T''-T_0}\right] \quad . \quad (54')$$

Und da die letzten beiden Ausdrücke in der Parenthese fast vernachlässigt werden können gegen die ersten Ausdrücke, so können wir schreiben:

$$T''-T_0 = A\frac{w^2}{2g}\cdot\frac{T''}{r''x''} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (54'')$$

In dem Cylinder verliert sich die lebendige Kraft $\frac{w^2}{2g}$ fast vollständig, indem sie sich in Wärme verwandelt, und so die Verdampfung eines neuen Theils der Flüssigkeit herbeiführt; es wird dies dargestellt durch die Gleichung:

$$r_0(x_0-x'''_0) = A\frac{w^2}{2g} = r''x''\cdot\frac{T''-T_0}{T''} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Wenn wir mit $\frac{dq}{dt}$ die mittlere spezifische Wärme zwischen T'' und T_0 bezeichnen, so können wir die Gleichung (55) mit ganz genügender Genauigkeit schreiben:

$$x'''_0 r_0 = x''r''\cdot\frac{T_0}{T''} + \frac{dq}{dt}(T''-T_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55')$$

und

$$\left.\begin{aligned} x_0 r_0 &= x''r'' + \frac{dq}{dt}(T''-T_0) \\ x_0 r_0 &= x''r'' + \frac{dq}{dt}\cdot A\frac{w^2}{2g}\cdot\frac{T''}{r''x''} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Da r_0 und r'' ausserordentlich wenig für den grössten Theil der Flüssigkeiten in den Umgebungen der im Refrigerator erzeugten Temperaturen von einander abweichen, so werden wir ganz annähernd haben:

$$(x_0-x'') = A\frac{w^2}{2g}\cdot\frac{dq}{dt}\cdot\frac{T''}{x''r''^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56')$$

Der Füllungsverlust wird dann noch zur Folge haben eine Vermehrung der Betriebsarbeit, indem der Saugdruck vermindert wird, und auch die Kälteleistung, indem das in dem angesaugten Gemisch vorhandene Dampfverhältniss vergrössert wird. Der Arbeitsverlust ist diejenige Arbeit, die nöthig ist, um das Gemisch vom Druck p_0 auf den Druck p'' zu bringen.

Er ist vom Werthe

$$\Delta L = \frac{1}{A}\frac{r''x''}{T''}(T'' - T_0) = \frac{w^2}{2g}$$

pr. Kilogramm angesaugten Gemisches.

Für ein und denselben Werth von w ist der Verlust proportionell eben so viel grösser, als die angewendete Flüssigkeit flüchtiger ist. Er ist am grössten in den Maschinen mit Kohlensäure.

Kapitel VII.
Regulirung der Maschine.

---

23. Ausströmungs-Geschwindigkeit durch das Regulirventil.

Wie wir gesehen haben, ist die Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches durch das Saugventil dargestellt durch die Gleichung:

$$w = \sqrt{2g\left[(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) + \frac{q_1 - q_0}{A} \cdot \frac{T_1 - T_0}{2T_0}\right]}, \quad . \quad . \quad (58)$$

das spezifische Volumen der ausströmenden Mischung ist

$$v_0 = u_0 x''_0 + \sigma_0,$$

eine Gleichung, in welcher x_0 dargestellt ist durch die Gleichung:

$$x''_0 = \frac{T_0}{r_0}\int_{T_0}^{T_1}\frac{dq}{T} = \frac{q_1 - q_0}{r_0}\left[1 - \frac{T_1 - T_0}{2T_0}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (59)$$

annähernd.

Die Strömungsgeschwindigkeit in Gewicht, d. h. das Gewicht w_m des ausgeströmten Gemisches durch Zeiteinheit und Oberflächeneinheit ausgedrückt ist:

$$w_m = \frac{w}{u_0 x'_0 + \sigma},$$

oder wenn man w und x'_0 ersetzt durch ihre Werthe:

$$w_m = \frac{\sqrt{2g\left[(p_1\sigma_1 - p_0\sigma_0) + \frac{q_1 - q_0}{A} \cdot \frac{T_1 - T_0}{2T_0}\right]}}{u_0\left(1 - \frac{T_1 - T_0}{2T_0}\right)\frac{q_1 - q_0}{r_0} + \sigma_0} \quad . \quad . \quad (60)$$

Wenn T_1 konstant ist, so wird diese Geschwindigkeit w_m für ein und dieselbe Mischung nur eine Funktion von T_0 sein.

Wenn T_0 kleiner wird, vermindert sich ebenfalls, aber langsamer, w_m, denn die beiden Ausdrücke des Theils, der es darstellt, variiren in demselben Sinne.

Indessen, wenn T_0 zunimmt, nimmt w_m nicht beständig zu; es erreicht ein Maximum für einen gewissen Werth von T_0, und vermindert sich dann bis 0 für $T_0 = T_1$.

24. Gleichgewichts-Bedingungen

Wenn Ω den Theil des Gemisches, welcher durch das Regulirventil gegangen ist, bezeichnet, so wird das Gewicht der durchgeströmten Flüssigkeit pr. Zeiteinheit sein:

$$m' = \Omega w_m \qquad (61)$$

Andererseits wird der im Refrigerator verdampfte Theil $(x_0 - x''_0)$ durch die Beziehung $m'(x_0 - x''_0) r_0 = Q_0$ ausgedrückt, woraus folgt:

$$x_0 = x''_0 + \frac{Q_0}{m' r_0} = \frac{q_1 - q_0}{r_0}\left(1 - \frac{T_1 - T_0}{2 T_0}\right) + \frac{Q_0}{m' r_0} \qquad (62)$$

$$x_0 = \frac{1}{r_0}\left[\frac{Q_0}{m'} + (q_1 - q_0)\left(1 - \frac{T_1 - T_0}{2 T_0}\right)\right] \qquad (62')$$

Wenn man mit Θ die Temperatur der im Refrigerator abzukühlenden Körper bezeichnet, so wird die Menge der im Refrigerator aufgewendeten Wärmeeinheiten Q_0 eine Funktion der Formel

$$Q_0 = k(\Theta - T_0) \qquad (63)$$

Endlich wird das Gewicht des durch den Kompressor angesaugten Dampfgemisches bei jedem Hube sein:

$$m = \frac{V}{u_0 x_0 + \sigma_0} \qquad (64)$$

Und, wenn n die Tourenzahl der Maschine in der Zeiteinheit bezeichnet, so wird das in der Zeiteinheit angesaugte Dampfgewicht sein:

$$m'' = \frac{2 n V}{u_0 x_0 + \sigma_0} \qquad (64')$$

Wenn das Gleichgewicht hergestellt ist, so sollte $m' = m''$ sein, d. h.

$$\frac{2 n V}{u_0 x_0 + \sigma_0} = \Omega w_m \qquad (65)$$

Gleichung für dasselbe x_0 wird dargestellt durch:

$$x_0 = \left[\frac{Q_0}{\Omega w_m} + (q_1 - q_0)\left(1 - \frac{T_1 - T_0}{2 T_0}\right)\right] \qquad (62'')$$

Wenn Q_0, T_1 und T_0 gegeben sind, so kann man aus den Gleichungen (65) und (62'') bestimmen:

1. Ω, d. h. die Durchgangsmenge durch das Regulirventil;
2. x_0, d. h. das Dampfverhältniss in dem vom Kompressor angesaugten Gemisch.

Wenn im Gegentheil x_0, T_1 und T_0 gegeben sind, so kann man mit diesen beiden Gleichungen Q_0 und Ω berechnen.

25. Die Temperatur des abzukühlenden Körpers variirt.

Vorausgesetzt, dass nach Herstellung des Gleichgewichts die Temperatur Θ des abzukühlenden Körpers vermindert wird, so untersuchen wir, was daraus folgt:

Die Menge Q_0, die proportional $(\Theta - T_0)$ ist, wird vermindert, dann zeigt die Gleichung (62''), dass dasselbe mit x_0 geschieht. Ferner wird das vom Kompressor angesaugte Gewicht m'' vermehrt, so dass es grösser wird, als das Gewicht des durch das Regulirventil gehenden Gemisches, so ist das Gleichgewicht gestört. Die Spannung im Refrigerator wird sich verringern, während der Druck p_0 und daher die Temperatur T_0 sinken werden.

Aber sobald T_0 zu sinken beginnt, vergrössern sich x''_0 und Q_0. Ebenso geht es mit x_0, und da andererseits u_0 sich auch vergrössert, so folgt daraus, dass das Gewicht m'' sehr schnell abnimmt, sobald T_0 anfängt zu sinken.

w_m und m' werden ebenfalls kleiner, aber in viel minderem Grade, derart, dass bald ein neues Gleichgewicht hergestellt sein wird bei einer Temperatur T_0, die unter der früheren Temperatur liegt, und einem von x_0 verschiedenen Werth.

Vorausgesetzt, dass die Oeffnung des Regulirventils nun konstant bleibt, so wird die Verringerung der Temperatur der abzukühlenden Körper den Erfolg haben, dass sich Temperatur und Druck beim Ansaugen des Kompressors vermindern, und das Dampfverhältniss des Gemisches sich ändert.

26. Die Oeffnungsweite des Regulirventils variirt.

Jetzt vorausgesetzt, dass bei Gleichgewicht und konstantem Zustande der Temperaturen T_1 und Θ die Oeffnungsweite Ω des Regulirventils variiren und zuerst vermindert werde.

Das durchstreichende Gewicht des Dampfgemisches verringere sich in demselben Verhältniss, so wird das Gleichgewicht gestört, der Kompressor saugt mehr an, als durch den Regulirhahn weiter geht.

Der Druck p_0 und die Temperatur T_0 werden verringert.

Es folgt daraus, dass Q_0, x''_0, x_0 und u_0 grösser werden.

Ferner, das Dampfgewicht m'', das von dem Kompressor angesaugt wird, verringert sich sehr schnell, u_0 und x_0 ändern sich beide in demselben Sinne.

Das Gewicht m' vermindert sich ebenfalls mit T_0, aber in weit geringerem Grade, als m'', derart, dass ein neues Gleichgewicht bald hergestellt wird von der niederen Temperatur T_0 und mit einem höheren Werthe für x_0.

Wenn man fortfährt, die Oeffnung Ω zu verringern, so wird T_0 immer mehr sinken, aber es wird bald geschehen, dass x_0 gleich 1 wird. In diesem Augenblicke wird Q_0 aufhören grösser zu werden, und man wird im Kompressor mit überhitzten Dämpfen arbeiten.

Wenn man, im Gegentheile, das Regulirventil weiter öffnet, so wird das Umgekehrte geschehen, das Dampfverhältniss in dem vom Kompressor angesaugten Gemisch wird verringert, und die Temperaturdifferenz wird immer geringer, bis sie für einen gewissen Werth der Durchgangsöffnung gleich 0 wird.

Um für alle Zeiten den Vortheil zu haben, auf der Druckseite des Kompressors stets gesättigten Dampf zu besitzen, muss man eine Anordnung treffen, die gestattet, eine gewisse Menge Flüssigkeit in die Saugseite einzuführen.

Das ist leicht auf folgende Weise zu erreichen: man verbindet das Saugerohr mit dem Kondensator mittels eines ganz engen Rohres, das mit einem Absperrhahn versehen ist. Wenn sich im Kompressor überhitzter Dampf bildet, so genügt es, diesen kleinen Hahn zu öffnen, um etwas Flüssigkeit in die Saugseite überzuführen. Die Oeffnungsweite dieses Hähnchens ist leicht so zu reguliren, dass gerade so viel Flüssigkeit übertritt, als nöthig ist.

In der That, wenn der angesaugte Dampf keine genügende Menge Flüssigkeit enthält, und besonders, wenn er überhitzt ist, so steigt die Temperatur während der Kompression, woraus eine baldige Erwärmung des Kompressors und der Druckleitung folgt.

Wenn im Gegentheile in dem Verhältniss $(1-x_0)$ die Flüssigkeit, die in dem Dampfgemisch auf der Saugseite enthalten ist, sich vermehrt, so sinkt nach und nach die Temperatur des komprimirten Dampfes, bis der aus dem Kompressor austretende Dampf gesättigt ist, in welchem Falle die Temperatur auf T_1 gesunken ist. Es genügt daher, die Hand auf die Druckrohrleitung zu legen und den kleinen Injektionshahn langsam und nach und nach weiter zu drehen, bis man keine weitere Wärmeabnahme mehr fühlt.

Wenn man aufmerksam das Regulirventil und den kleinen Einspritzhahn regulirt, so wird man bald verstehen die Maschine richtig funktioniren zu lassen mit der Saugtemperatur T_0 und dem passenden Sättigungsgrade x_0.

Kapitel VIII.

Kompression überhitzter Dämpfe.

---

27. Bedingungen, bei welchen überhitzte Dämpfe nöthig sind.

Wir haben bis hierher als richtig gefunden, dass der Dampf beständig gesättigt bleibe während aller Transformationen, denen er unterworfen war, und besonders während seiner Kompression.

Diese Art der Funktionirung ist im Allgemeinen die vortheilhafteste, und man muss sich ihr so weit wie möglich zu nähern suchen. Wir haben gesehen, dass in den meisten Fällen dies Resultat auch sehr leicht mittels einfacher Mittel zu erreichen ist.

Das Resultat der erzeugten Kälte in Wärmeeinheiten pr. Kilogramm Flüssigkeit wird ausgedrückt durch die Gleichung:

$$\frac{Q_0}{L} = A \frac{r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)}{r_1 x_1 \frac{T_1 - T_0}{T_1} + (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} + A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0)} \quad (39)$$

und die Kälteleistung

$$Q_0 = m \left[r_1 x_1 \frac{T_0}{T_1} - (q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} - A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \right] \quad (38)$$

Wenn das benutzte Medium entfernt von seinem kritischen Punkte ist, so ist seine latente Verdampfungswärme beträchtlich, im Verhältniss zu seiner spezifischen Flüssigkeitswärme. Auch der Ausdruck für r_1 ist gross im Verhältniss zu den Ausdrücken

$$(q_1 - q_0) \frac{T_1 - T_0}{2 T_0} \text{ und } A(p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0),$$

und das Resultat nähert sich sehr dem Maximum $A \frac{T_0}{T_1 - T_0}$.

Es verhält sich aber nicht ebenso bei Körpern, die nahe ihrem kritischen Punkte in den Arbeitsbedingungen sich befinden, und besonders nicht bei Kohlensäure.

Für diese Flüssigkeiten werden der Erfolg und die Kälteleistung immer kleiner und nähern sich der Null, sobald T_1 genügend nahe der kritischen Temperatur ist. Dies ist bei Kohlensäure der Fall, bei einer Kondensatortemperatur von nahe 30° C., wie es oft in der Praxis vorkommt.

Wir haben gesehen, dass die durch die Maschine erzeugte Kältemenge Q_0 der allgemeinen Beziehung

$$Q_0 = Q_1 - A L_m \quad . \quad . \quad (1)$$

entsprechen sollte, worin Q_1 die durch das Kühlwasser entzogene Wärmemenge ist, und L_m die indizirte Arbeit im Kompressor.

Für gesättigten Dampf ist $Q_1 = mr_1$. Daher wird Q_1 mit r_1 zu Null, und es ist nicht zu verwundern, dass es ebenso mit Q_0 ist, sobald T_1 nahe genug der Temperatur ist, bei welcher r_1 gleich Null ist.

In der Absicht, die Temperatur T_1 zu vermindern, haben einige Konstrukteure von Kohlensäure-Maschinen versucht, den Kondensator mittels der von der Maschine selbst erzeugten Kälte abzukühlen, z. B. durch Hindurchleitung der vom Kompressor angesaugten Dämpfe durch den Kondensator.

Die Prüfung der Formel (a) zeigt, wie wenig Sinn diese Versuche haben. Die von der Maschine erzeugte Kältemenge Q_0 ist stets kleiner, als die im Kondensator abgeführte Wärmemenge Q_1, und man wird daher nie die Temperatur des Kondensators unter die des Kühlwassers bringen können, selbst wenn man annimmt, dass man die ganze erzeugte Kälte an den Kondensator abgiebt.

Es wird ebensowenig Sinn haben, den Kondensator mittels einer weiteren besonderen Kältemaschine abzukühlen, denn diese Maschine müsste grösser sein, als die erste.

Um Q_0 zu vergrössern, muss man Q_1 vergrössern und im Kondensator eine grössere Menge Wärmeeinheiten abführen lassen, als diejenige ist, welche der latenten Verdampfungswärme entspricht; mit anderen Worten, man muss den Dampf überhitzt und warm in den Kondensator eintreten lassen. Man wird sofort erkennen, dass auch dies wenig vortheilhaft sein wird, weil der Abstand zwischen den äussersten Temperaturen des Kreisprozesses grösser wird und sich daher der Erfolg vermindert.

28. Kompressionsarbeit.

Der analytische Ausdruck der Kompressionsarbeit kann nicht mittels der vorhergegangenen Formeln erhalten werden, welche sich nicht mehr anwenden lassen, sobald der Dampf aufhört gesättigt zu sein.

Vorausgesetzt, dass der Dampf trocken und sogar überhitzt in dem Kompressor ankomme, und dass die Kompression adiabatisch sei:

Die Kompressionsarbeit L' pro Kilogramm angesaugten Dampfgemisches wird dann gleich der Aenderung der inneren Energie dieses Gemisches vor und nach der Kompression sein, wenn

$L' = p_1 v'_1$ Arbeit während der Kompression,

$L''' = p_0 v_0$ Arbeit während des Ansaugens.

$$L' = \int_{p_0}^{p_1} p\,dv = A(U'_1 - U_0),$$

Die totale indizirte Arbeit im Kompressor wird dann sein:

$$L = L' + L'' - L''' = A(U'_1 - U_0) + (p_1 v'_1 - p_0 v_0) \quad . \quad (66)$$

Wir haben andererseits gesehen, dass die Aenderung der inneren Energie eines Dampfes ausgedrückt werden kann durch eine der Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} U'_1 - U_0 &= \frac{1}{A} C_p (T'_1 - T_0) - (p v'_1 - p_0 v_0) - \int_{p_0}^{p_1} \left(T \frac{dv}{dt} - v \right) dp \\ \text{und} \quad U'_1 - U_0 &= \frac{1}{A} C_v (T'_1 - T_0) + \int_{v_0}^{v'_1} \left(T \frac{dp}{dt} - p \right) dv \end{aligned}\right\} \quad (67)$$

C_p und C_v sind die mittleren spezifischen Wärmen zwischen T'_1 und T_0 bei konstantem Druck und konstantem Volumen des betrachteten Dampfes.

Es sei vorausgesetzt, dass C_p unabhängig vom Druck sei, dann kann die erste Gleichung benutzt werden, und wir werden den Ausdruck für die Kompressionsarbeit pr. angesaugtem Kilogramm haben:

$$L_m = \frac{1}{A} C_p (T'_1 - T_0) - \int_{p_0}^{p_1} \left(T \frac{dv}{dt} - v \right) dp \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

Andererseits, wenn die Kompression adiabatisch ist, hat man die Relation:

$$C_p\, dt - A T \frac{dv}{dt} dp = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

Woraus folgt:

$$\operatorname{Log} \frac{T'_1}{T_0} = \frac{A}{C_p} \int_{p_0}^{p_1} \frac{dv}{dt} dp \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69')$$

ein Ausdruck, aus dem man T'_1 als Funktion von T_0 entwickeln kann.

29. Produzirte Kälteleistung.

Die durch das Kühlwasser aufgenommene Wärmemenge Q'_1 ist pr. Kilogramm Dampfgemisch

$$Q'_1 = C_p (T'_1 - T_1) + r_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

Und die im Refrigerator erzeugte Kälte Q'_0 hat zum Ausdruck:

$$Q_0 = r_0 - (q_1 - q_0) - A (p_1 \sigma_1 - p_0 \sigma_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (71)$$

Wir können einen anderen Ausdruck für Q'_0 finden, welcher vielleicht bequemer ist, wenn man nicht die spezifische Wärme der Flüssigkeit kennt.

Wir haben $\qquad Q'_0 = Q'_1 - A L_m.$

Werden Q'_1 und L_m durch ihre Werthe ersetzt, so erhalten wir

$$Q'_0 = r_1 - C_p (T_1 - T_0) + A \int_{p_0}^{p_1} \left(T \frac{dv}{dt} - v \right) dp \quad . \quad . \quad . \quad (72)$$

Es ist leicht einzusehen, dass die Ausdrücke (71) und (72) identisch sind.

In der That giebt die Gleichung (21):

$$A\int_{p_0}^{p_1}\left(T\frac{dv}{dt}-v\right)dp = C_p(T_1-T_0)+(r_0-r_1)-(q_1-q_0)-A(p_1\sigma_1-p_0\sigma_0).$$

Wird das Integral durch seinen Werth in der Gleichung (72) ersetzt, so erhält man die Gleichung (71). Diese zeigt, dass die Maschine fortfahren könnte, Kälte zu erzeugen, selbst wenn die Temperatur im Kondensator höher wird, als die kritische Temperatur, für welche r_1 Null ist.

Dies kann auf den ersten Blick so erscheinen, denn dann kann sich der Dampf im Kondensator nicht mehr verflüssigen, und es giebt daher auch keine Verdampfung mehr. Aber die erzeugte Kälte stammt nicht aus dieser Ursache, sondern wohl aus der beträchtlichen inneren Arbeit, welche durch die Molekule des Dampfes im Augenblicke der Ausdehnung entwickelt wird. Diese Arbeit, welche für die vollkommenen Gase Null ist, ist sehr klein für die sogenannten permanenten Gase; aber sie vergrössert sich sehr, je nachdem das Gas sich von den Bedingungen entfernt, in welchen es dem Mariotte'schen Gesetze nahezu folgt, und seine relative Wichtigkeit wird sehr gross in der Nähe des kritischen Punktes.

Auch der Ausdruck $A\int\left(T\frac{dv}{dt}-v\right)dp$

stellt in der Rechnung einen grossen Werth dar, und er spielt eine Rolle, analog derjenigen der Verdampfungswärme, welche die Gleichungen (71) und (72) darstellen.

Diese Thatsache ist experimentell bewiesen worden.

Man hat konstatirt, dass die Maschinen mit Kohlensäure, selbst ohne Expansionscylinder, fortfahren Kälte zu erzeugen bei Temperaturen über 32° C. (in Massauah am Rothen Meere aufgestellte Maschinen haben Eis erzeugt mit einer Temperatur von mehr als 35° C. im Kondensator), und die Veränderung der Leistung zeigte nichts besonderes in der Nähe dieser Temperatur, indem die Verringerung der Leistung ganz regelmässig bis über diese Temperatur sich fortsetzte.[1])

30. Anwendungen auf Ammoniakmaschinen.

Ueberhitzung kommt ziemlich selten bei dieser Art Maschinen vor, und sie ist fast immer leicht zu vermeiden, und das giebt dann eine bessere Funktionirung. Die Resultate weichen auch theoretisch nicht viel von denjenigen ab, die die gesättigten Dämpfe geben.

Wir haben gesehen, dass die Gleichung für Ammoniak sich ganz exakt in den Spannungsgrenzen bewegt, welche sich in der Relation finden:

$$pv = 52{,}52\,T - 49{,}42\,p^{\frac{1}{3}}.$$

1) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 39. Band, 1895, Seite 124 fgde.

Wir haben dann:

$$\text{Log}\,\frac{T'_1}{T_0} = \frac{52{,}52\,A}{C_p}\int_{p_0}^{p_1}\frac{dp}{p}, \quad \text{woraus folgt:} \quad \frac{T'_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{0{,}243}.$$

Die indizirte Kompressionsarbeit pr. Kilogramm Flüssigkeit wird dargestellt durch die Gleichung:

$$L = 215{,}9\,T_0\left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{0{,}243} - 1\right] - 148{,}26\left[p_1^{\frac{1}{3}} - p_0^{\frac{1}{3}}\right].$$

Sei z. B. $T_0 = 248^0$, $p_0 = 15120$ kg, $x_0 = 0$, so werden die Formeln folgende Resultate geben:

Temperatur und Druck im Kondensator	$T_1 = 288^0$ $p_1 = 74150$ kg	$T_1 = 298^0$ $p_1 = 103080$ kg
Kompressionsarbeit pr. kg angesaugten Dampfgemisches	22 774 kg	28 517 kg
Kompressionsarbeit pr. angesaugtem Kubikmeter . . .	28 800 „	36 050 „
Kälteleistung pr. kg angesaugtem Dampfgemisch . . .	289,60 W.-E.	277,8 W.-E.
Kälteleistung pr. angesaugtem Kubikmeter	366 „	352 „
Ausgangstemperatur T'_1 des überhitzten Dampfes . . .	365,4^0	395^0

Vergleicht man diese Resultate mit denjenigen, die wir schon gefunden haben, so sehen wir

1. dass die Temperaturdifferenzen in der Maschine grösser sind im Falle der Ueberhitzung, wenigstens theoretisch;
2. dass die Betriebskraft ziemlich erheblich vergrössert ist;
3. dass die Kompressionskurve mit gesättigtem Dampf unterhalb der Kompressionskurve mit überhitztem Dampfe liegt.

Die Leistung ist im zweiten Falle geringer. Die Abweichung beträgt nur 10%. Sie ist viel weniger gross, als man gewöhnlich glaubt.

Die mittlere Temperatur im Innern des Cylinders ist geringer im Falle der Ueberhitzung; auch die in den Cylinder sehr kalt eingesaugte Dampfmischung neigt sich während des Eintritts zur Ueberhitzung, was ein wenig die Leistung mit Bezug auf das Volumen verringert.

Dagegen kühlen sich die aus dem Kompressor sehr warm austretenden Dämpfe leicht ab, was mehr Wirksamkeit im Kondensator auf dieselbe Kühl-Oberfläche ergiebt.

31. Anwendungen auf Kohlensäure-Maschinen.

Die Anwendung der allgemeinen Formeln, die wir gefunden haben, wird hier viel bedenklicher, weil man nicht mehr annehmen kann, dass eine der beiden spezifischen Wärmen unabhängig sei vom Druck, wenigstens in den Druck- und Temperatur-Verhältnissen, worin sich das Dampfgemisch befindet. Auch die Integration der allgemeinen Formeln ist nicht mehr

möglich, und der analytische Ausdruck für die Kompressionsarbeit und die Temperaturerhöhung, welche sie begleitet, wird sehr schwer festzustellen.

Immerhin kann man annähernd die Erhitzung während der Kompression berechnen, und, wenn man die Temperaturen und Volumina kennt, die korrespondirenden Spannungen; man wird dadurch in den Stand gesetzt, die Kompressionskurve durch Punkte zu bestimmen.

Wir haben gesehen, dass die Gleichung der Kohlensäure mit grosser Genauigkeit dargestellt wurde durch die Relation:

$$p = \frac{19{,}141\,T}{V - 0{,}00044} - \frac{5528}{T(V + 0{,}00048)^2}.$$

Andererseits haben wir die Relation, die ausdrückt, dass die Kompression adiabatisch sich vollzieht:

$$C_v dt + AT\frac{dp}{dt}dv = 0.$$

Endlich, wenn man mit $C^0{}_v$ die spezifische Wärme bei konstantem Volumen für die Temperatur T und das spezifische Volumen 1 bezeichnet, so wird die spezifische Wärme bei derselben Temperatur für ein spezifisches Volumen v ausgedrückt durch die Gleichung:

$$C_v = C^0{}_v + AT\int_1^v \frac{d^2p}{dt^2}dv.$$

Es ist leicht zu konstatiren, dass die Variationen des spezifischen Volumens ziemlich gering sind, so lange dieses spezifische Volumen keine bedeutende Verkleinerung erleidet. Wir können daher annehmen, dass die Kompression mittels einer Reihe von Volumreduktionen bewirkt wird, und während jeder derselben kann man annehmen, dass C_v unabhängig von der Spannung sei, derart, dass man die Gleichung in diesem Intervall integriren kann, indem man C_v seinen mittleren Werth giebt.

Wir haben so:

$$\frac{C_v}{A}\frac{dt}{T} = -\frac{dp}{dt}dv \text{ oder } \frac{dp}{dt} = \frac{19{,}141}{V - 0{,}00044} + \frac{5528}{T^2(V + 0{,}00048)^2}$$

$$\frac{dp}{dt}dv = 19{,}141\frac{dv}{V - 0{,}00044} + \frac{5528}{T^2}\frac{dv}{(V + 0{,}00048)^2}.$$

Der erste Ausdruck ist unabhängig von T und leicht integrabel.

Im zweiten Ausdruck findet sich der Koëffizient $\frac{5528}{T^2}$, welcher von T abhängt.

Aber da der Werth dieses zweiten Ausdruckes sehr unterhalb des ersten liegt, so kann man leicht den Werth des Integrals durch successive Annäherungen bestimmen, indem man zuerst voraussetzt, dass T konstant sei und gleich seinem Anfangswerth; dann indem man für diesen Werth das Mittel zwischen Anfangsdruck und den successive erhaltenen Enddrucken einsetzt.

Eine Annäherung wird übrigens im Allgemeinen genügen.

Wir haben dann durch Integration:

$$\frac{C_v}{A}\,\text{Log}\,\frac{T_1}{T_0} = 19{,}141\ \text{Log}\,\frac{V_0 - 0{,}00044}{V_1 - 0{,}00044} + \frac{5528}{T_1\,T_0}\cdot\frac{V_0 - V_1}{(V_0 + 0{,}00048)\,(V_1 + 0{,}00048)}$$

einen Ausdruck, welcher für genügend kleine Werthe von $V_0 - V_1$ geschrieben werden kann:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left[1 + \frac{5528\,A\,(V_0 - V_1)}{T_1\,T_0\,C_v\,(V_0 + 0{,}00048)\,(V_1 + 0{,}00048)}\right]\cdot\left(\frac{V_0 - 0{,}00044}{V_1 - 0{,}00044}\right)^{\frac{0{,}0451}{C_v}}.$$

Die Werthe von $V_0 - V_1$ sollten so gewählt werden, dass die Fraktion, die diesen Werth enthält, nicht 0,08 bis 0,10 überschreitet.

Wir haben Berechnungen angestellt, bei denen wir voraussetzten, dass die Kohlensäure bei ihrem Eintritt vollkommen gesättigt sei, der Druck $p_0 = 177\,000$ kg und die Temperatur $T_0 = 248^0$ (gleich -25^0 C.) im Anfange der Kompression, und da haben wir folgende Resultate gefunden:

1. $v_0 = 0{,}02187$, $T_0 = 248^0$, $p_0 = 177\,000$ kg.
2. $v_1 = 0{,}01687$, $T_1 = 268{,}5^0$, $p_1 = 244\,500$ „
3. $v_2 = 0{,}01187$, $T_2 = 299{,}4^0$, $p_2 = 381\,000$ „
4. $v_3 = 0{,}00787$, $T_3 = 340^0$, $p_3 = 643\,000$ „
5. $v_4 = 0{,}00687$, $T_4 = 354{,}6^0$, $p_4 = 766\,000$ „

Wir haben gefunden, dass die empirische Formel

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{V_0 - 0{,}00044}{V_1 - 0{,}00044}\right)^{0{,}298}$$

in sehr ausgedehnten Grenzen diese Resultate mit grosser Genauigkeit ausdrückte; die Abweichung von der theoretischen Formel überschreitet nicht $^1/_2{}^0$ in den meisten Fällen. Angesichts der theoretischen und dieser Annäherungsformel wird es vorzuziehen sein, die empirische Formel zu benutzen, denn man kann nicht erwarten durch die Rechnung eine grössere Annäherung an die thatsächlichen Verhältnisse zu erlangen.

Man kann konstatiren, dass die adiabatische Kompressionskurve der überhitzten Kohlensäure weit über die Kompressionskurve des gesättigten Dampfes ansteigen wird; die indizirte Arbeit im Kompressor pr. angesaugtem Kubikmeter ist dann erheblich höher.

Nachstehende Resultate sind unter der Voraussetzung berechnet, dass

$$p_0 = 177\,000 \text{ kg und } T_0 = 248^0.$$

Temperatur und Druck im Kondensator $T_1 = 298^0$, $p_1 = 683\,000$ kg	Gesättigter Dampf	Ueberhitzter Dampf
Kompressionsarbeit pr. kg angesaugtem Dampfgemisch	3 950 kg	6 500 kg
„ „ angesaugtem Kubikmeter . .	248 000 „	298 000 „
Kälteleistung pr. kg angesaugtem Dampfgemisch .	17,5 W.-E.	36,73 W.-E.
„ „ angesaugtem Kubikmeter . . .	1 100 „	1 680 „
Ausgangstemperatur T'_1 des Dampfes	298⁰	345⁰

Man sieht, dass die Ueberhitzung im Falle der Kohlensäure und für diese Temperaturbedingungen vortheilhaft ist, denn diese Art des Betriebes erlaubt zu erhalten:

1. eine grössere Kälteleistung derselben Maschine und bei gleicher Kolbengeschwindigkeit;
2. einen besseren ökonomischen Erfolg.

Wir können auch konstatiren, dass bei gleichem Temperaturgefälle zwischen Kondensator und Refrigerator die Temperaturerhöhung, welche die Kompression überhitzter Dämpfe begleitet, für die Kohlensäure weniger empfindlich ist, als für Ammoniak, was auch vorherzusehen war, weil das Verhältniss der Spannungen auch viel geringer ist unter denselben Bedingungen bei ersterem Dampf, als bei dem zweiten.

Es würde sehr interessant sein, experimentell die verschiedenen Resultate zu bestätigen, zu denen uns die Theorie der Dämpfe geführt hat. Unglücklicher Weise können diese schwierigen und sehr delikaten Versuche nicht leicht durchgeführt werden, höchstens in speziell eingerichteten Maschinen-Laboratorien, die noch zu wenig existiren.

Kapitel IX.

Studium der Haupttypen von Maschinen mit verflüssigten Dämpfen.

Die Apparate zur Kälteerzeugung mittels verflüssigter Dämpfe sind sehr zahlreich, verschiedenartig und auch äusserlich unähnlich. Aber sie sind fast immer aus denselben Hauptorganen zusammengesetzt, die bereits besprochen worden sind, und welche sind: der Kompressor, der Kondensator, der Expansionsapparat und der Refrigerator. Damit verbinden sich andere sekundäre Organe, bestimmt das gute Funktioniren der verschiedenen Theile dieser Apparate zu sichern.

32. Kompressoren.

Die Kompressoren der Maschinen mit kondensirbaren Dämpfen sind sich ziemlich ähnlich, bestehen im Prinzip darin, die Dämpfe auf hohe Spannungen zu bringen.

Sie sind theils horizontal gebaut, und doppelt wirkend, theils vertikal, in welchem Falle sie häufig einfach wirkend sind.

Die Dampfvertheilung geschieht fast immer mittels automatischer Ventile, gewöhnlich aus Eisen oder Stahl, denen man den grösstmöglichen Durchmesser giebt und den geringsten, mit der Kolbengeschwindigkeit zu vereinbarenden, Hub.

Um die Stösse dieser Ventile aufzuheben, besonders bei den Druckventilen, versieht man sie gewöhnlich mit einer Dampfkammer oder Dampfkissen, genannt dash-pot, welche das Oeffnen und Schliessen weniger heftig macht, und mit Stahlfedern für denselben Zweck.

Die Ventile müssen zugänglich sein und leicht zu lüften und zu ersetzen.

Stopfbüchsen. Die Stopfbüchse ist eines der am schwierigsten dicht zu haltenden Organe, und die verschiedenen Konstrukteure von Kälte-

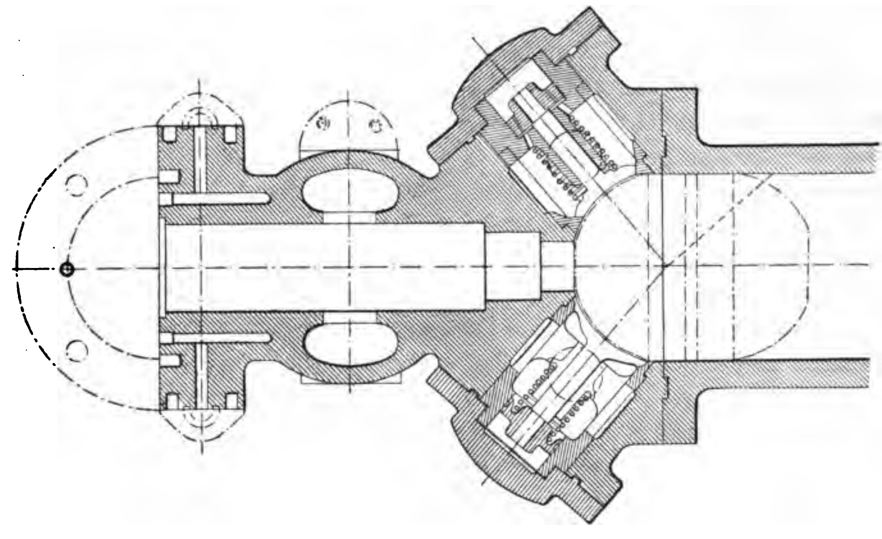


Fig. 1.

maschinen haben besondere Mühe darauf verwendet, diese Schwierigkeit zu überwinden.

Eine sehr einfache Lösung besteht darin, einen einfach wirkenden Kompressor anzuwenden, worin der Kompressionsdruck auf derjenigen Cylinderseite ausgeübt wird, auf der keine Stopfbüchse sich befindet. Die auf der anderen Seite angebrachte Stopfbüchse hat dann nur den Saugdruck auszuhalten, der viel schwächer ist, so dass es leichter ist, Dichtigkeit der Stopfbüchse zu erreichen.

Eine häufiger angewendete Lösung besteht darin, die Stopfbüchse aus zwei Abtheilungen zu machen, so, dass die zwischen beiden Theilen befindliche Kammer mit der Saugseite in Verbindung gebracht wird (Fig. 1). In diesem Falle hat die vordere Abtheilung nur gegen den Saugdruck abzudichten. Was dagegen durch die hintere Stopfbüchse entweicht, geht

über in die Saugseite des Kompressors. Gewöhnlich wird die mittlere Kammer mit Mineralöl angefüllt, welches zur Schmierung der Maschine dient und beständig durch Zirkulation erneuert wird, häufig herbeigeführt durch einen speziell angeordneten Schmierapparat.

Wir wollen auch bemerken, dass die Anordnung der Maschinen Fixary derart ist, dass die Stopfbüchsenkammer von einer Verdampfkammer umgeben ist, in welcher das Ammoniak verdampft und dadurch das Oel zum Gefrieren bringt. Auf diese Weise wird die Stopfbüchse wirklich abgedichtet, was in vielen Ausführungen bewiesen ist. Indessen wird im Allgemeinen die gewöhnliche Art vorgezogen mit flüssigem Oel in der Kammer, obwohl die teigige und sehr kalte Beschaffenheit des gefrorenen Oels den Vortheil hat, zu verhindern, dass die Kolbenstange erwärmt wird.

In den Maschinen von Lebrun ist eine Stopfbüchse mit alternirender geradliniger Bewegung vermieden. Durch das Rahmengestell der Maschine geht die Antriebswelle mit zwei Kröpfungen, von denen aus zwei einfach wirkende Kompressoren angetrieben werden. Die Kolben, Antriebsstangen und die Kurbelwelle liegen in einer grossen Oelkammer. Die durchgehende Antriebswelle hat daher nur zwei Stopfbüchsen, in denen die Welle rotirt. Da die geradlinige Bewegung vermieden ist, so ist die Abdichtung leichter zu erreichen, um so mehr, als in der Kammer nur Saugdruck herrscht.[1])

In den Maschinen mit Kohlensäure von Hall hat man die Frage dadurch gelöst, dass man in der Oelkammer der doppelten Stopfbüchse einen Oeldruck hält, der über dem vom Kompressor entwickelten Drucke ist. Der komprimirte Dampf entweicht dann nicht mehr durch die Stopfbüchsen, sondern es sucht im Gegentheile, das Oel aus der Kammer in den Cylinder einzutreten; bei jedem Kolbenhube tritt eine gewisse Menge hinein, die zum Schmieren des Cylinders dient.

Kolben. Die Kolben sind gewöhnlich mit Metallringen versehen, analog denjenigen bei Maschinen. Man giebt ihnen so viel als möglich an den Enden die Form der Cylinderdeckel, um den schädlichen Raum auf ein Minimum zu reduziren. Man hat oft den schädlichen Raum dadurch ganz zu beseitigen gesucht, dass man die Cylinderenden mit einem Oel- oder Glycerinbade versehen hat. Die Flüssigkeit sollte auch ausserdem nach der Annahme der Konstrukteure Herbeiführung von Abdichtung und Verhinderung von Erwärmung veranlassen, die durch die Kompression stets entsteht. Diese Anordnungen sind die alten von Fixary's vertikalen Maschinen, der Kohlensäure-Maschinen von Windhausen und besonders der de la Vergne-Maschinen, die sehr verbreitet sind. Sie scheinen

1) Siehe auch die alten Maschinen von Osenbrück in Behrend, Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen. 3. Aufl., Seite 138.

jedoch keine wirklichen Vortheile vor den gewöhnlichen einfacheren Anordnungen zu bieten, denn sie werden komplizirt durch die Apparate, die erforderlich sind, um die komprimirten Dämpfe aus der grossen Menge Oel wieder zu entfernen, die mit ihm nach ausserhalb des Kompressors mitgeführt werden.[1])

Um der Ueberhitzung entgegen zu wirken, werden gewisse Kompressoren mit einem Mantel versehen, durch den Kühlwasser geleitet wird; besonders geschieht das bei den Maschinen von Pictet und Windhausen. Aber dies ist gewöhnlich überflüssig, denn wir haben in Wirklichkeit gesehen, dass in den allermeisten Fällen die mittlere Temperatur des Cylinderinneren unterhalb der umgebenden Lufttemperatur liegt, wenn der Dampf gesättigt bleibt (und dann würde der Mantel eher schädlich sein); und selbst, wenn der Dampf überhitzt ist, ist der Unterschied der mittleren Temperaturen nur gering.

Um der Ueberhitzung entgegen zu wirken und den Sättigungszustand zu behalten, haben wir gesehen, dass es genügen würde, eine kleine Portion Flüssigkeit zu dem angesaugten Dampfe zuzusetzen. Das macht sich sehr einfach durch Einspritzung einer kleinen Menge Flüssigkeit vor dem Eintritt des Dampfes in den Cylinder, oder durch Einspritzung in den Cylinder selbst bei Beginn der Kompression. Die erstere Art ist einfacher und von derselben Wirkung.

33. Kondensatoren.

Die Kondensatoren der Gefriermaschinen sind im Prinzip den Kondensatoren der Dampfmaschinen analog, aber sie haben grösseren Spannungen zu widerstehen.

Sie sind im Allgemeinen aus geraden oder in Schlangen gewundenen Röhrenbündeln hergestellt, durch welche das zu verflüssigende Dampfgemisch streicht, und diese sind umgeben vom Kühlwasser. Diese Röhren sind zuweilen aus Kupfer, meistens aber aus Stahl oder Eisen, entsprechend dem starken Druck, dem sie zu widerstehen haben. Die Ammoniak-Kondensatoren dürfen nur Eisen oder Stahl verwenden, weil Kupfer oder seine Legirungen angegriffen werden.

Die geraden Röhren können leicht im Falle eines Bruches ersetzt werden, aber sie erfordern dann zahlreiche Verbindungsstellen, die besser im Hinblick auf die hohen Spannungen zu vermeiden sind. Bei Schlangensystemen ist die Zahl von Verbindungsstellen sehr reduzirt; in den Kondensatoren der Kohlensäure-Maschinen von Hall sind die Verbindungsstellen unter Wasser ganz vermieden, vielmehr sind die Röhren durch elektrische

1) Siehe auch die alten Maschinen von Osenbrück in Behrend, Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen. 3. Aufl., Seite 161 fgde.

Schweissung ganz dicht an diesen Stellen verbunden. Diese Kondensatoren funktioniren gut bei 80 Atmosphären Druck.

In den Pictet-Maschinen, die schweflige Säure benutzen, deren Spannungen verhältnissmässig schwach sind, ist der Kondensator aus geraden Kupferröhren hergestellt, und zuweilen aus in U-Form gebogenen Röhren, und vereinigt durch Zinnlöthung mit zwei Kollektoren von grösserem Durchmesser, deren einer mit der Eintrittsleitung, der andere mit der Austrittsleitung verbunden ist. In den Apparaten von de la Vergne ist der Kondensator gewöhnlich hergestellt aus einer Anzahl Rohrschlangen, analog den Baudelot-schen Apparaten, die der freien Luft ausgesetzt sind unter Wasserberieselung. Bei dieser Anordnung genügt eine weit geringere Menge Kühlwasser, und manchmal wird sie noch kompletirt durch einen Kondensator der durch Ausdehnung von Ammoniakdämpfen abgekühlt wird.

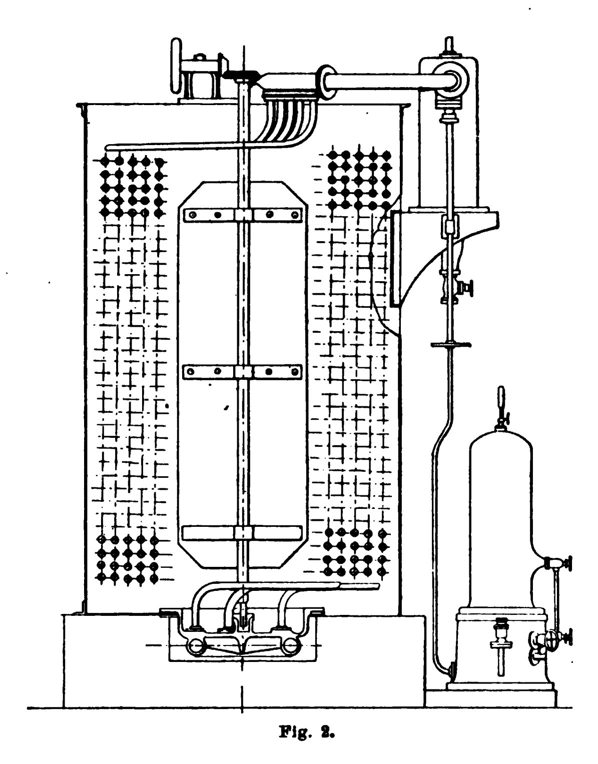


Fig. 2.

In der Maschine mit Kohlensäure von Raydt findet man dieselbe Idee wieder; der Kondensator wird abgekühlt durch Zirkulation von kalter Kohlensäure, die nach der Saugseite des Kompressors strömt.

In den meisten Fällen wird der Kondensator von einem cylindrischen Mantel gebildet, in dem sich mehrere Schlangensysteme, umgeben vom Kühlwasser, befinden, in denen sich die Kondensation vollzieht (Fig. 2). Das komprimirte Dampfgemisch tritt oben ein, und die gebildete Flüssigkeit sammelt sich unten an. Das Kühlwasser verfolgt einen umgekehrten Lauf. Ein mechanischer Rührer bewirkt die Zirkulation und begünstigt die Wärmetransmission durch die Schlangenoberflächen.

Es ist vortheilhaft, den Temperaturunterschied zwischen dem zuströmenden Wasser und der Temperatur des verflüssigten Dampfes auf ein Minimum hinab zu bringen; allemal, wenn man sehr kaltes Kondensations-

wasser benutzt, begnügt man sich oft, diesen Unterschied etwas grösser werden zu lassen, um den Verbrauch des Kühlwassers zu verringern und die Kondensatoren etwas kleiner machen zu können.

In warmen Klimaten sollte der Temperaturunterschied unter allen Umständen ganz minimal sein.

Wenn man nur wenig Kühlwasser zur Verfügung hat, so wendet man häufig dasselbe Wasser immer wieder an, indem man es nach dem Austritt aus dem Kondensator durch einfache Verdunstung in Reservoiren von grosser Oberfläche an freier Luft abkühlt, oder indem man es in Regenform herabfallen und durch einen Strom frischer Luft dabei bestreichen lässt. Man braucht dann nur soviel Wasser zu ersetzen, wie verdunstet ist.

34. Expansionsapparat.

Wie wir schon gesehen haben, wird der Expansionscylinder in den meisten Kältemaschinen mit kondensirbaren Dämpfen fortgelassen. Er wird durch ein einfaches Regulirventil mit Gradscheibe ersetzt, das zwischen Kondensator und Refrigerator angebracht ist, so nahe als möglich an letzterem, um Kälteverluste in den Röhren zu vermeiden. Einfache Drehung dieses Ventils erlaubt in den weitesten Grenzen höhere oder niedrigere Kältegrade durch die Maschine erzeugen zu lassen, indem man den Saugdruck dadurch vergrössert oder verringert.

Man kann durch Schliessen des Regulirventils den Refrigerator nach und nach leer saugen, und dadurch die ganze Menge Dampfgemisch im Kondensator zur Verflüssigung bringen.

Der grossen Wichtigkeit halber muss dieses Ventil eine Stelle einnehmen, wo es gut gesehen und leicht bedient werden kann.

Es ist rathsam, so viele Regulirventile anzubringen, wie man separate Verdampfer hat.

In den Kohlensäure-Maschinen wäre der Expansionscylinder viel wichtiger, als in den anderen Maschinen. Er ist kaum zu entbehren, wenn man eine gute ökonomische Leistung erreichen will, sobald die Kondensations-Temperatur hoch liegt.

Man findet den Expansionscylinder aber doch selten angebracht, weil dadurch die Maschinenkonstruktion komplizirter würde, und auch die Behandlung derselben, trotz der ingenieusen Konstruktion von Windhausen.

35. Wichtigste Maschinen mit verflüssigten Dämpfen.

Die verbreitetsten Gefriermaschinen mit kondensirbaren Dämpfen, und die bekanntesten, die fast als Typus der Kältemaschinen angesehen werden können, sind:

Die Maschinen mit schwefliger Säure von Pictet.

Die Ammoniakmaschinen von Linde, von Fixary und von de la Vergne.

Die Maschinen mit Kohlensäure von Windhausen.

Wir können uns begnügen, eine kurze Beschreicung von je einer von jedem Systeme zu geben.

36. Pictet-Maschinen mit schwefliger Säure.

Die Maschinen mit schwefliger Säure sind fast nur von R. Pictet aus Genf konstruirt. Sie haben grossen Erfolg bei Beginn der Kälte-Industrie gehabt, und sind ziemlich verbreitet in der Schweiz und in Frankreich.

Die Kompressoren sind doppeltwirkend, mit Bronzefutter versehen, und mit einem Mantel zur Wasserkühlung. Nachdem das Kühlwasser diesen Mantel passirt hat, geht es durch die Kohlenstange, die hohl ist, um der Erhitzung entgegen zu arbeiten.

Die Stopfbüchse ist mit doppelten Abtheilungen ausgestattet, um die Verluste an Dampf bei der Ansaugung wieder zu gewinnen. Die erste Abdichtung ist metallisch, die Verpackung der zweiten Abtheilung ist durch Talkschnure oder Korkringe bewirkt. Der Kolben ist sorgsam hergestellt und von erheblicher Länge. Die Abdichtung wird durch zwei Stahlringe bewirkt und durch eine Reihe von eingedrehten Kannelirungen, welche durch die erste Abtheilung passirt sein sollten.

Die hervorstechendste Besonderheit dieser Maschine liegt in der Vermeidung jeden Schmiermaterials in den Cylindern, indem die schweflige Säure selbst ein genügendes Schmiermittel sein soll. Daraus folgen der Fortfall aller besonderen Oelapparate und eine sehr grosse Einfachheit der Maschine, was allerdings einen schnelleren Verschleiss und grösseren Reibungsverlust zur Folge haben kann.

Der Kondensator besteht gewöhnlich aus einem vertikalen kupfernen Röhrenbündel, in deren Innern das Kühlwasser zirkulirt, während die schweflige Säure aussen kondensirt. Die Röhren haben U-Form, wie die Refrigeratoren, und es sind auch ebenfalls zwei Kollektoren von grossem Durchmesser vorhanden. Die Pictet-Maschinen funktioniren besonders gut in warmen Ländern, wenn die gewünschte Kältetemperatur mässig ist, und werden besonders zur Eiserzeugung angewendet.

37. Maschinen von Linde.

Diese Maschinen sind ausserordentlich verbreitet, am meisten in Deutschland, wo sie einen sehr grossen Erfolg errungen haben. Sie werden in Deutschland geliefert von der Gesellschaft Linde in Wiesbaden, in England von der Linde British Refrigerating Company in London, in Frankreich von der Société des anciens établissements Cail, in der Schweiz

von Gebr. Sulzer in Winterthur, in Amerika von F. W. Wolf & Co. in Chikago.

Die Kompressoren, die am Lande funktioniren sollen, sind stets horizontal und doppeltwirkend. Der Kolben schliesst sich genau an die Form der Cylinderdeckel an, wodurch der schädliche Raum sehr klein wird.

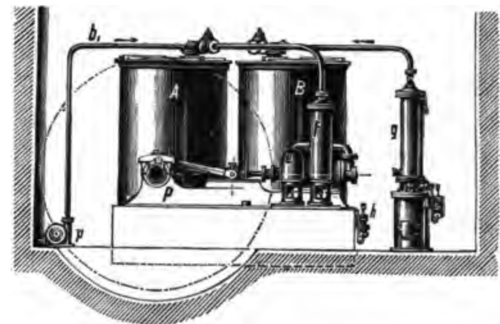


Fig. 3.

Die selbstthätigen Ventile sind aus Stahl, auf ihren Sitz gedrückt durch Federn und mit dash-pots versehen; sie sind sehr zugänglich und können gelüftet und ersetzt werden, ohne dass es nöthig wird, die Rohrleitungen zu berühren.

Die Saugeleitunqen gehen von beiden Cylinderdeckeln aus, sind bald vereinigt, bald getrennt weiter laufend anzutreffen, in welchem letzteren Falle es möglich ist, die beiden Seiten der Maschine mit verschiedenen Saugspannungen und Temperaturen arbeiten zu lassen.

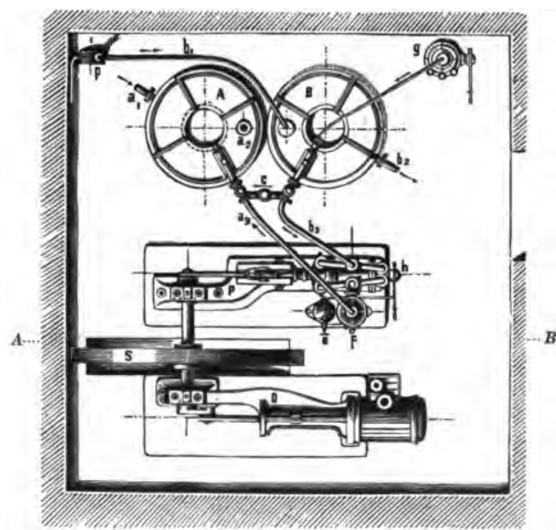


Fig. 4.

Die Druckleitungen sind stets vereinigt.

Die Stopfbüchse ist doppelt, und mit einer vollkommen abdichtenden Oelkammer versehen. Das Oel, das mit Ammoniakdämpfen gesättigt ist, geht in einen Separator oder Oelreiniger, analog den Dampfentwässerungs-Apparaten eingerichtet, wo es von den Dämpfen getrennt wird, die in den Kondensator übergeführt werden.

Der Kompressor besitzt keinen Mantel mit Wasserkühlung; die Abkühlung während der Kompression wird einfach herbeigeführt durch Anwesenheit von ein wenig Ammoniakflüssigkeit in dem angesaugten Dampf, so dass jede Ueberhitzung ohne weitere Einrichtungen vermieden ist.

Der Kompressor wird manchmal von der verlängerten Dampfmaschinen-Kolbenstange in Betrieb gesetzt, aber gewöhnlich zieht man es vor, ihn von einer auf die Schwungradwelle der Dampfmaschine gesetzten Kurbel-

scheibe aus anzutreiben, was den Gang regelmässiger macht. Die beiden Kurbeln werden dann mit 45° Versetzung angebracht (Fig. 3 und 4).

Die Kondensatoren sind aus Schlangenröhren von Eisen oder Stahl, in einer Länge zusammengeschweisst, und oben und unten mit Kollektoren versehen, die die einzigen Verbindungen oder Flantschen besitzen, welche in dem Apparate existiren. Ihre Oberfläche variirt zwischen ein und zwei Quadratmeter auf 1000 durch die Maschine stündlich erzeugte Wärmeeinheiten in Kälteproduktion.

In den meisten Fällen vollzieht sich die Kompression in einem Kolbenschub. Es giebt aber auch Typen von Compound-Kompressoren, die für warme Klimate Verwendung finden, die derart angeordnet sind, dass keine Stopfbüchse dem Kompressionsdruck ausgesetzt ist. Deshalb ist der erste Kompressor allein doppeltwirkend; er drückt die Dämpfe in ein Reservoir, das äusserlich mittels Wasser gekühlt wird, und aus welchem der zweite Kompressor mit einfacher Wirkung derart ansaugt, dass nur die Cylinderseite, welche keine Stopfbüchse besitzt, zur Wirkung gelangt. Hier findet dann die endgültige Kompression auf den erforderlichen Druck statt (Fig. 5).

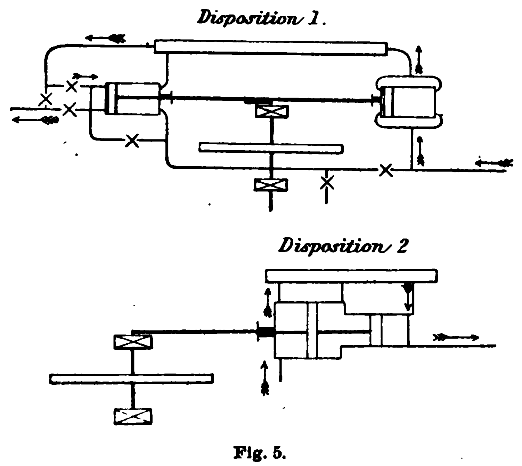


Fig. 5.

Die für Schiffe bestimmten Kompressoren werden mit zwei einfach wirkenden Cylindern versehen, die in Compoundwirkung arbeiten, so dass die Stopfbüchse nur auf der Saugseite ist. Der Dampfcylinder sitzt dem Ammoniakkompressor entgegengesetzt. Die Kondensatoren für Dampf und Ammoniak sind in dem Sockel der Maschine eingebettet, welche ein komplettes Ganzes bildet und alle die zum Betriebe erforderlichen Organe trägt (Fig. 6 und 7). Diese vorzüglich konstruirten Schiffsmaschinen haben schon sehr viel Anwendung gefunden, und haben mit grossem Erfolge und sehr bedeutender Kohlenersparniss die alten Luftmaschinen verdrängt.

38. Maschinen von Fixary.

Diese Maschinen sind in Frankreich konstruirt, durch die Société des Constructions Mécaniques et des Moteurs à gaz; in Deutschland werden sie geliefert durch die Gesellschaft Humboldt in Köln. Die

neuesten Typen unterscheiden sich wenig von den Linde'schen Maschinen. Das alte Fixary-System, einfach wirkend und mit vertikalen Cylindern ist beinahe ganz verlassen worden. Sie werden fast nur noch mit horizontalen doppeltwirkenden Cylindern gebaut, welche sich nur von

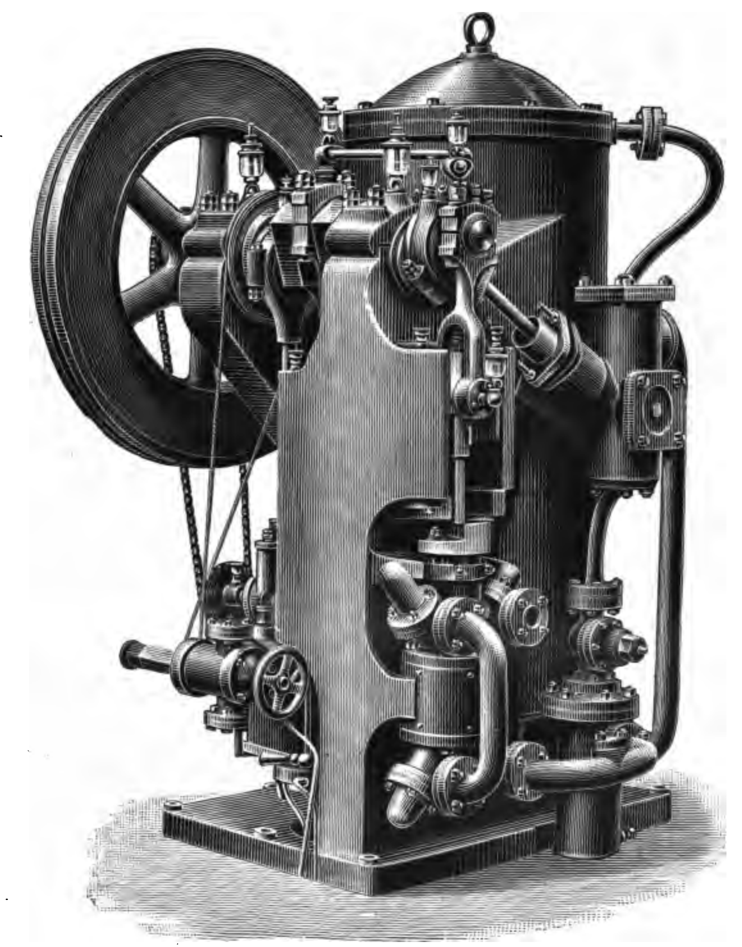


Fig. 6.

den Linde'schen Maschinen durch die gefrorene Stopfbüchse unterscheiden, die sich erhalten hat (Fig. 8).

Der Kondensator mit seinem Oelabtropfer und seinem Rezipienten für flüssiges Ammoniak zeigt nichts besonderes.

Die Schmierung des Ganzen wird automatisch besorgt.

Die gewöhnlich gelieferten Grössen sind für 500, 750, 1000 und 2000 Kilogramm Eiserzeugung in der Stunde. Es giebt auch kleine

Maschinen von 5 bis 10 Kilogramm Eiserzeugung mit vertikalen Kompressoren, die durch Riemen angetrieben werden.

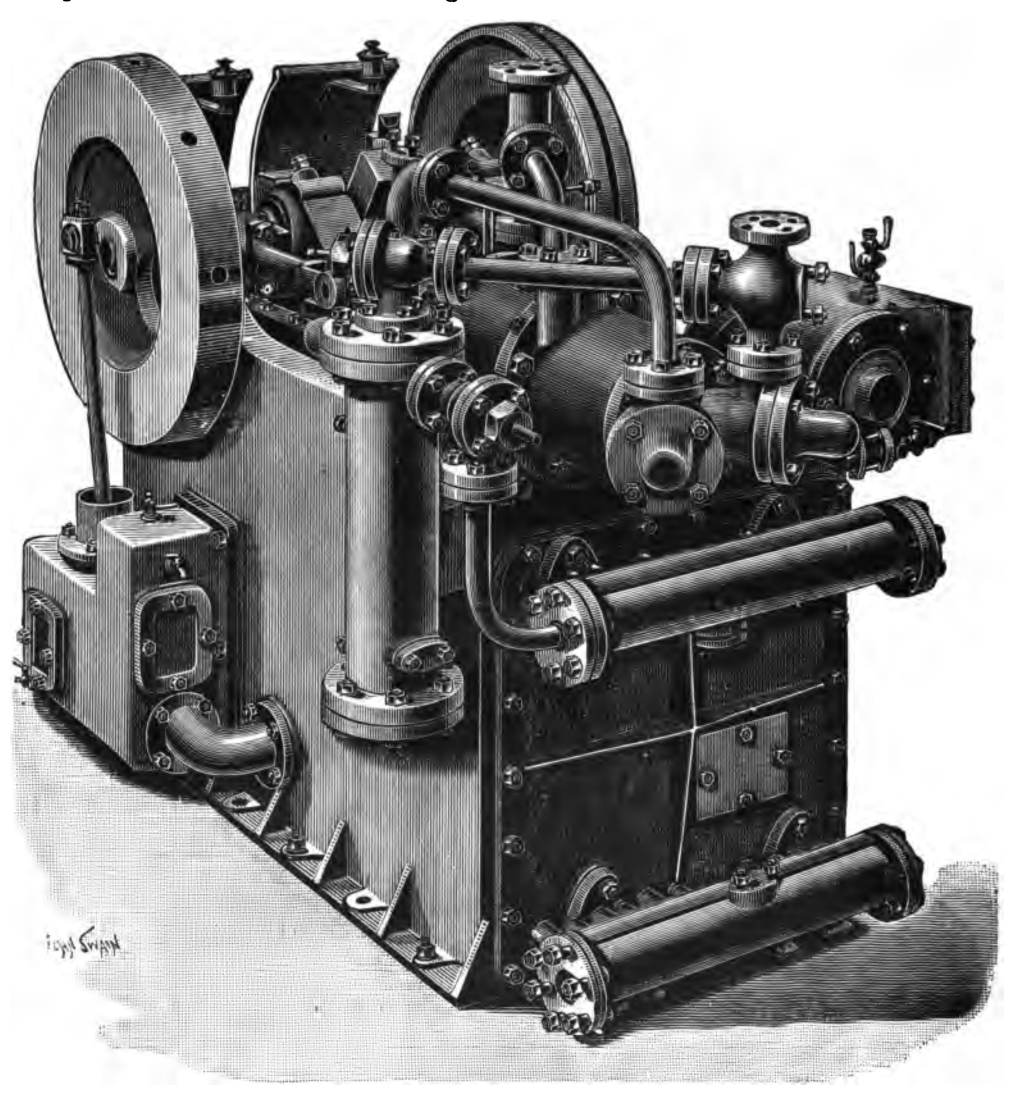


Fig. 7.

39. Maschinen von de la Vergne.

Diese Maschinen sind, obgleich noch nicht alt, in den vereinigten Staaten und England sehr verbreitet.

Die Kompressoren der Maschinen de la Vergne sind vertikal gebaut, im Allgemeinen zu zwei und zwei angebracht, nebeneinander, und angetrieben durch eine horizontale Dampfmaschine, was ihnen ein besonderes und charakteristisches Ansehen giebt.

Die älteren Maschinen sind einfachwirkend, die neueren sind doppeltwirkend. Ueber den Kolben liegt eine Schicht Oel, das beständig erneuert wird, und welches am Ende des Kolbenlaufes unter dem Druckventil liegt, den schädlichen Raum vollkommen ausfüllt und eine Abdichtung des Kolbens bewirkt, der gleichzeitig dadurch geschmiert wird. Die Kolben gehen leicht im Cylinder, und so befindet sich während des Kolbenhubes zwischen den Kolbenringen und den Cylinderwänden eine Parthie Oel zur Abdichtung, wodurch die Kolbenreibung ausserordentlich gering und auf ein Minimum reduzirt wird. Es ist am Platze, zu bemerken, dass dies dennoch einen Arbeitsverlust verursacht, der ziemlich

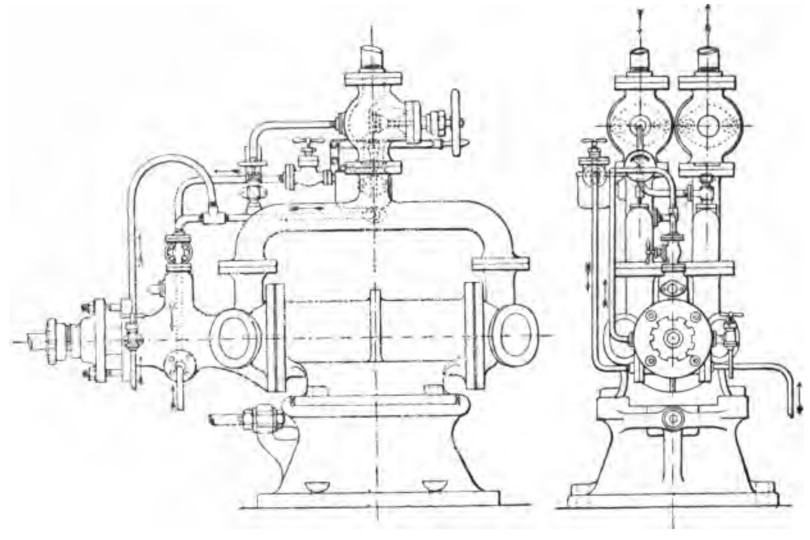


Fig. 8.

gross sein kann, wie aus Diagrammen der de la Vergne-Kompressoren hervorgeht.

In den einfachwirkenden Maschinen vollzieht sich unten die Ansaugung, oben die Kompression; der Kolben ist dann mit einem Ventil versehen, durch welches das angesaugte Ammoniak nach oben geht, während der Kolben seinen Niedergang macht, und gleichzeitig damit eine Quantität Oel, welches den unteren Theil des Cylinders erfüllt (Fig. 9).

Das Druckventil nimmt den ganzen oberen Cylinderdeckel ein und spielt sehr leicht. Der komprimirte Dampf wird von dem Oel über diesem Ventile aufgenommen, das also stark gesättigt auf dieser Cylinderseite ist. Das so gesättigte Oel wird ausserhalb des Kompressors in einem besonderen Oelreiniger, der im Kondensator angebracht ist, von dem Ammoniak befreit. Der letzte Rest wird dann noch in einem zweiten Apparat, der vor dem Kondensator angebracht ist, und die kondensirte Flüssigkeit auf-

nimmt, beseitigt. Dieses Oel wird abgekühlt und dann mittels einer kleinen Oelpumpe nach der unteren Seite des Kompressors befördert.

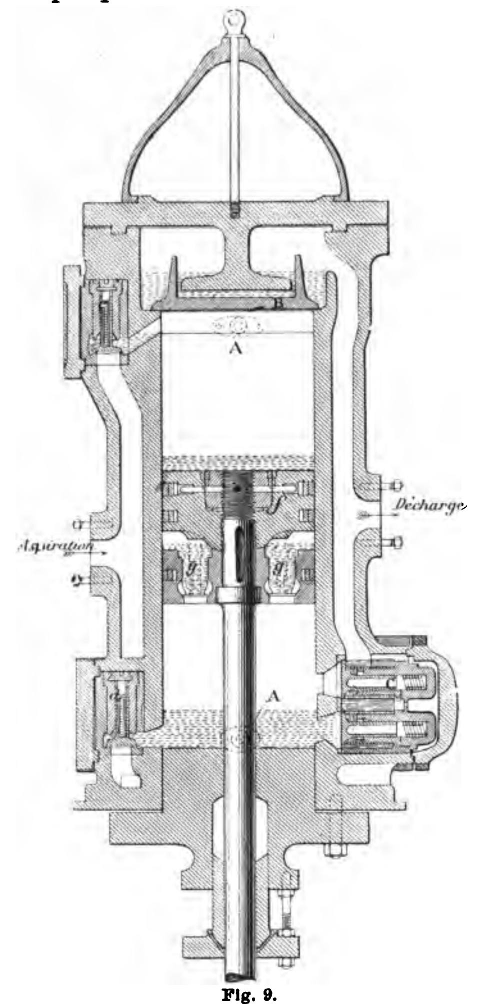


Fig. 9.

Das Oel wird beständig im Innern der Maschine erneuert, wodurch das Schäumen verhindert und es in den Stand gesetzt wird, eine ziemlich erhebliche durch die Kompression entwickelte Wärmemenge aufzunehmen, während es gleichzeitig alle Organe schmiert.

Der der freien Luft ausgesetzte Kondensator ist zusammengesetzt aus mehreren mit Tropfern versehenen Rohrreihen von grosser Kühloberfläche, die beständig durch einen Regen kalten Wassers berieselt werden. Diese Röhren haben zahlreiche Verbindungen, die aber leicht zugänglich und mit grosser Sorgfalt gemacht sind. Die Enden der Röhren sind mit aufgeschraubten und verlötheten Verbindungen versehen, mittels welcher sie mit Krümmern verbunden und durch untergelegtes Blei abgedichtet sind.

Die verschiedenen Konstruktionen von de la Vergne sind gut ausgedacht und gut ausgeführt, aber im Allgemeinen kostspieliger, als die meisten anderen Kältemaschinen.

40. Maschinen mit Kohlensäure.

Diese Maschinen sind noch recht neu. Die hauptsächlichsten und fast einzig industriell angewendeten Maschinen sind die von Windhausen, die mit mehr oder weniger Modifikationen in Deutschland, in der Schweiz und in England gebaut werden.

Unter die ersten Typen ist die in der Pariser Ausstellung von 1889 befindlich gewesene zu bezeichnen. Die Kompression vollzog sich dort in zwei Absätzen in drei Pumpen, die auf demselben Gestell montirt waren.

Die im ersten horizontalen Cylinder angesaugte Kohlensäure wurde dann in den zweiten vertikalen Cylinder gedrückt, über eine mit Glycerin

gemischte Wassermenge, die den Pumpenkörper völlig ausfüllte und die Stelle des Kolbens vertrat; die Kompression erfolgte auf diese Weise unter Vermeidung allen schädlichen Raumes.

Die Verluste an Kohlensäure sammelten sich in der dritten Pumpe und wurden durch ein Rückschlagsventil in den oberen Theil des vertikalen Cylinders gedrückt. Die Verluste wurden so ganz vermieden.

Die beiden ersten Pumpen waren mit Kühlmantel versehen. Die Stopfbüchsen waren doppelt. Die Verluste, die sich in der mittleren Kammer ansammelten, wurden von der dritten Pumpe angesaugt und mit dem übrigen in den vertikalen Cylinder gedrückt.

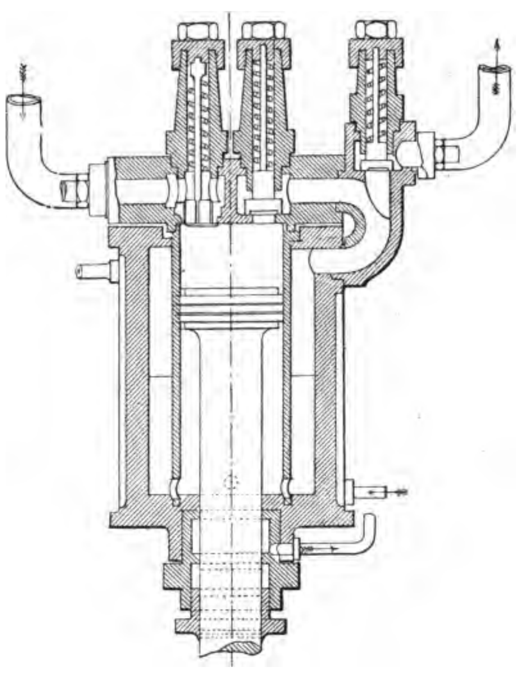


Fig. 10.

In einer anderen Konstruktion sind die Kompressoren vertikal, konzentrisch und kommunizirend in den inneren Theilen. Die Kompression vollzieht sich auch hier in zwei Absätzen, jeder Kompressor ist einfachwirkend. Das Ansaugen geschieht in dem inneren Cylinder, worin sich ein gewöhnlicher Kolben befindet. Der einmal komprimirte Dampf geht dann in den äusseren Cylinder, wo er auf den definitiven Druck durch einen flüssigen Kolben gebracht wird, der durch den Hub des ersten in Bewegung gesetzt wird (Fig. 10). Manchmal sind die beiden Cylinder, statt konzentrisch, nebeneinander gestellt und so angeordnet, dass sie als Verbundpumpen arbeiten können, jeder mit einfachwirkender Kompression. Das Prinzip ist dasselbe, wie vorher. Die Stopfbüchse ist immer mit doppelter Verpackung, und die Mittelkammer ist nie in Verbindung mit dem Dampf, sondern immer nur mit dem verdünnten Glycerin. Dampfverluste sind daher unmöglich. In beiden Konstruktionen haben die Cylinder Kühlmäntel, um eine Erhitzung der Wandungen zu verhüten, und ebenso des Glycerins, das sie bei jedem Kolbenhube bestreicht. In gewissen Maschinen von Windhausen findet sich ein Expansionscylinder mit den Kompressoren verbunden. Die Schwierigkeit dabei ist, mit Präzision die Kohlensäure-Flüssigkeitsmenge zu regeln, die mit jedem

Kolbenhube darin aufgenommen werden soll. Im regelmässigen Betriebe ist die Flüssigkeit gleich dem vom Kompressor angesaugtem Gewicht, das allerdings mit der Temperatur im Refrigerator variirt. Ebenso variirt das spezifische Volumen der Flüssigkeit mit der Temperatur im Kondensator in der Nähe des kritischen Punktes.

Um diese Schwierigkeit zu überwinden, hat Windhausen die folgende Anordnung getroffen: das Saugventil wird durch den Kondensatordruck auf seinen Sitz gedrückt. Es ist mit einer Feder zum Oeffnen des Ventils versehen, welche um eine Stange gelagert ist. Sobald die Feder infolge Druck des Kolbens auf die Stange zusammengedrückt wird, soweit, dass sie den Kondensatordruck überwinden kann, so öffnet sich das Ventil. Während des Offenhaltens dieses Ventils dauert die Einströmung an, auch beim Rückgang des Kolbens solange, wie die Stange mit dem Kolben noch in Berührung ist. Die Dauer der Oeffnungsperiode ist daher durch die Länge der Stange im Innern des Cylinders bestimmt.

Diese Lösung kann nicht als vollkommen befriedigend gelten, denn die Länge der Stange kann während des Ganges nicht verändert werden.

Es ist auch zu bemerken, dass die Füllung nothwendigerweise ungenügend sein muss für alle Temperaturen im Refrigerator, die niedriger sind, als diejenigen, für welche die Stangenlänge vorgesehen ist; es folgt daraus ein Arbeitsverlust, zu dem noch der Arbeitsverlust aus der frühzeitigen Füllung hinzukommt. Die Einrichtung hat auch sehr wenig Anwendung gefunden.

In allen Maschinen, die wir besprochen haben, ist das Gusseisen durch Stahlguss ersetzt worden, wegen der starken Spannungen, welche die Cylinder auszuhalten haben. Freilich giebt auch der Stahlguss noch keine vollkommene Sicherheit, wegen der Schwierigkeit grosse Stücke mit starken Wänden ganz ohne Gussblasen und Löcher im Stahl zu giessen.

Um diesem Uebelstande abzuhelfen, hat Hall in Detford, der die Windhausen'schen Patente in England ausbeutet, statt des Stahlgusses in seinen Maschinen Schmiedeeisen angewendet, das vollkommene Sicherheit bietet.

Die doppeltwirkenden Kompressorcylinder sind jeder aus einem einzigen Block Schmiedestahl oder Schmiedeeisen gemacht, ausgebohrt und mit dreifachem Druck über den höchsten Arbeitsdruck abgepresst (Fig. 11).

Auch die Druckrohrleitungen sind aus Schmiedestahlblöcken gebohrt.

Alle Kondensatorröhren sind aus Stahl. Alle Rohrverbindungen im Innern der Kondensatoren sind vermieden und durch elektrische Schweissung ersetzt. Die Kollektoren der Kondensatoren sind aus Schmiedestahl und mit den Druckleitungen durch Bleidichtungen verbunden. In den ersten Maschinen sind alle Verbindungen und Flanschen, einschliesslich der Stopfbüchsen, von Wasser umgeben, um die geringsten Verluste zu be-

merken; aber diese Vorsicht ist in den neueren Maschinen unnöthig geworden.

Die Einrichtung der doppelten Stopfbüchsen ist sehr ingeniös. Die

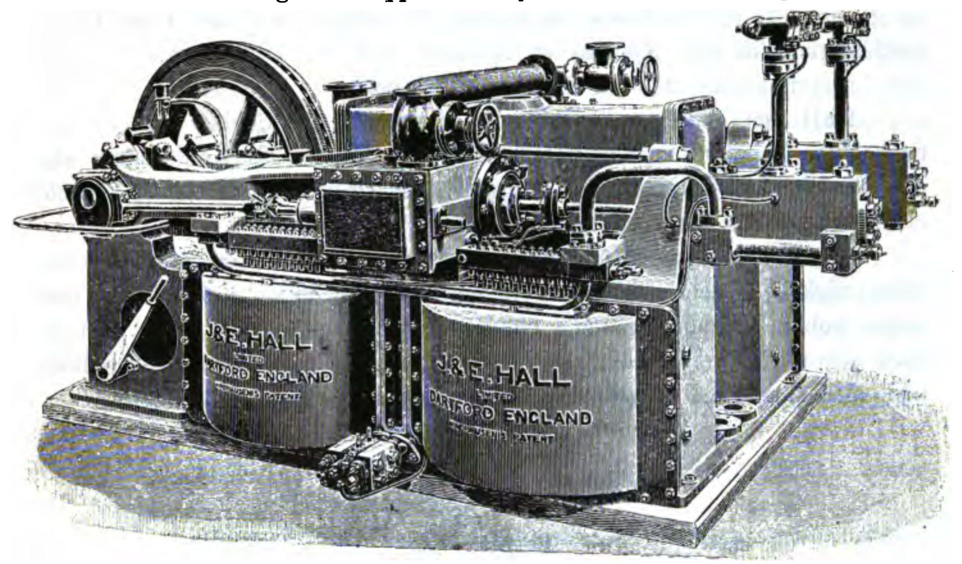


Fig. 11.

Kammer zwischen beiden Garnituren ist mit Oel oder Glycerin angefüllt, und unter einem Druck gehalten, der höher ist, als die höchste Kompressionsspannung, mittels eines einfachen automatischen Apparates.

Die Kammer ist zu dem Zwecke mit dem oberen Theile eines Cylinders in Verbindung gesetzt, in dem sich ein Kolben mit dieser Stange befindet, deren Querschnitt so gewählt ist, dass die obere Kolbenfläche nur $^3/_4$ oder $^4/_5$ der unteren Kolbenfläche ausmacht. Wenn also dieser Differentialkolben im Gleichgewicht ist, so muss der Druck pr. Quadratcentimeter oben grösser sein, als unter dem Kolben. Der untere Theil steht mit dem Kondensator in Verbindung, und daher wird der Druck im oberen Theile, also auch in der Oelkammer der Stopfbüchse, welche mit dem Kondensator in Verbindung ist, grösser sein. Das Oel wird Neigung haben, in den Cylinder überzutreten, und Verluste nach Aussen werden unmöglich sein. Bei jedem Kolbenhub treten ein Paar Tropfen in den Cylinder und bewirken die Schmierung.

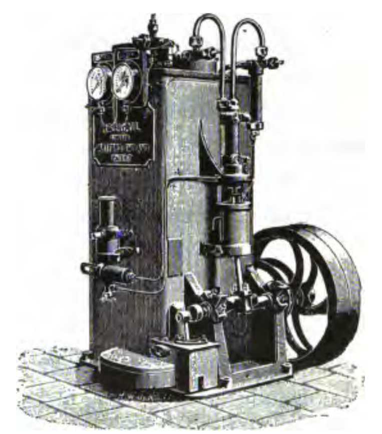


Fig. 12.

Darauf wird das Oel von den aufgesaugten komprimirten Dämpfen getrennt und gelangt mit Hülfe einer kleinen Handpumpe zurück (Fig. 12). Sobald in Folge der Oelverluste der Differentialkolben ganz oben angelangt ist, so genügt es, die Oelpumpe in Betrieb zu setzen, um eine neue Menge Oelflüssigkeit in den Apparat zu spritzen, und den Differentialkolben auf seine ursprüngliche Stellung zurück zu bringen.

Hall hat mehrere Typen von Maschinen für Schiffszwecke. Der Sockel der Maschine enthält dabei die Kondensatoren für Kohlensäure und alle für deren Funktionirung erforderlichen Organe. Das Ganze macht einen kompakten Eindruck und ist sehr gut angeordnet.

Die Kohlensäure-Maschinen von Hall scheinen alle mechanischen Schwierigkeiten überwunden zu haben, welche dieser Körper in Folge seiner hohen Dampfspannungen bietet. Obwohl noch neu, findet man sie doch schon viel angewendet, sowohl am Lande, wie an Bord vieler Schiffe, und anscheinend mit gutem Erfolge.[1])

Kapitel X.

Refrigeratoren der Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten.

Die Refrigeratoren sind sehr verschiedenartig, je nach den zahlreichen Anwendungsarten und Zwecken der Kältemaschinen.

Wir werden nur über die beiden wichtigsten Anwendungsarten sprechen:

1. die Eisfabrikation;
2. die Luftkühlung von Räumen.

41. Eisfabrikation.

Das Kunsteis wird im Allgemeinen hergestellt durch Gefrierenlassen von Wasser in beweglichen Eiszellen oder Mulden, die in Behälter eingetaucht sind. worin eine ungefrierbare Flüssigkeit von niedriger Temperatur zirkulirt. Diese Flüssigkeit ist gewöhnlich eine Lösung von Chlorkalcium oder von gewöhnlichem Salz in Wasser. Die Lösung muss um so stärker sein, je niedriger die ihr mitzutheilende Kältetemperatur sein soll. Die Abkühlung dieser Flüssigkeit erfolgt durch die Verdampfung der flüchtigen

1) Siehe Zeitschrift für die gesammte Kälteindustrie 1894 und 1895, diverse Mittheilungen über Konstruktionen von Kohlensäure-Maschinen von Dr. H. Lorenz.

Flüssigkeit in den Rohrschlangen, die in dieser Salzlösung liegen, und deren Abkühlungs-Oberfläche im Verhältniss stehen muss zu der Eismenge, die in einer Stunde produzirt werden soll.

Die Eiserzeugungs-Behälter müssen gut isolirt sein, um Kälteverluste durch die Wandungen zu vermeiden; ihr oberer ist nur so weit offen, als er zur Bedienung der Eiszellen nöthig ist.

Eine kleine Rotationspumpe bewirkt die Zirkulirung der ungefrierbaren Flüssigkeit um die Rohrschlangen und Eiszellen, um vollkommen gleiche Temperatur zu erhalten, und die Wärmetransmission zu begünstigen.

Das Kunsteis ist entweder milchig oder durchsichtig klar.

Die Undurchsichtigkeit ist eine Folge von Luft, die im Wasser gelöst ist, und die bei dem Gefrierprozesse im Eise eingeschlossen bleibt. Ein Beispiel von solchem undurchsichtigen Eise hat man in den gefrorenen Karaffen.

Das durchsichtige klare Eis wird mehr gesucht. Um es zu erzeugen, muss das Wasser von der absorbirten Luft befreit werden.

Dies Resultat kann durch verschiedene Massregeln erreicht werden, von denen die zwei hauptsächlichsten folgende sind:

1. Die Bewegung des Wassers während des Gefrierprozesses mittels mechanischer Mittel.
2. Destillation und Kochen des zu gefrierenden Wassers.

Das letztere Verfahren, das auch den Vortheil hat, das Wasser zu sterilisiren, ist mehr verbreitet.

Die Destillation geschieht manchmal in einem Hochdruckkessel, dessen erzeugter Dampf benutzt wird, während er kondensirt, den Dampfkessel der treibenden Dampfmaschine zu heizen. Das kondensirte und noch sehr warme Wasser geht in einen in freier Luft stehenden geschlossenen Rezipienten über, in dem es seine letzten Spuren von Luft durch Aufkochen verliert. Dann wird es zum Speisen der Eiszelle benutzt, nachdem es einen Gegenstromkühler passirt hat, in welchem es sich abkühlt, indem es das zum Speisen der Kessel zu benutzende Wasser erwärmt.

Diese von Linde getroffene Einrichtung ist kostspielig, aber giebt ein sehr gutes Eis. Eine zweite Anordnung von Stoppani, Ingenieur der Gesellschaft, die die Fixary-Patente ausbeutet, besteht darin, den Auspuffdampf der Dampfmaschine zu verwenden. Am Ausgang des Cylinders empfängt dieser Dampf einen kalten gereinigten Wasserstrahl, wodurch die Kondensation beginnt. Dann geht er in einen Separator aus perforirten Blechen, die versetzt sind und bestimmt Schmiermaterialien zu entfernen, die aus der Maschine mitgerissen sind. Er geht dann in einen Oberflächen-Kondensator über, in welchem durch eine Luftpumpe ein Vakuum gehalten wird. Das von der Luft befreite Wasser geht in ein Reservoir zum Füllen der Eiszellen. Das Wasser, das die Ammoniak-

kondensatoren kühlt, wird nach dem Austritt zum Kühlen des Oberflächen-Kondensators benutzt, und dient dann zum Speisen des Dampfkessels.

Im de la Vergne-System dient der Auspuffdampf ebenfalls zur Eiserzeugung. Dieser aus der Maschine kommende Dampf passirt ein Filter von animalischer Kohle, nachdem diese in Wasser ausgewaschen ist. Dabei wird der Dampf vollständig von dem anhängenden Schmiermaterial gereinigt, und wird dann in einem Oberflächen-Kondensator kondensirt, geht in einen Baudelot'schen Kühler und sammelt sich endlich in einem Reservoir, wo das Kondensationswasser seine letzten Unreinigkeiten verliert, bevor die Eiszellen damit angefüllt werden.

Manchmal benutzt man nicht direkt den Auspuffdampf, sondern verwendet ihn zur Erwärmung des filtrirten Wassers, welches unter Vakuum mittels einer Luftpumpe zum Kochen gebracht wird. Das auf diese Weise von seiner Luft befreite Wasser wird gekühlt und dann in die Eiszellen gefüllt.

Man erhält immer dann reineres Eis, wenn der Auspuffdampf nicht direkt zur Eiserzeugung benutzt wird.

42. Luftkühlung.

Die Anwendungsarten von Kältemaschinen zur Abkühlung von Luft sind interessanter und wichtiger.

Trotz verschiedener Vorschläge hat man die künstliche Abkühlung von bewohnten Räumen in warmen Ländern noch nicht versucht, vielmehr befindet sich diese Frage noch in der Kindheit, obwohl sie vielleicht in der Zukunft grosse Wichtigkeit erlangen wird.

Anders ist es mit der Abkühlung von Luft zur Konservirung von Nahrungsmitteln. Kaltluftmaschinen können dies sehr einfach lösen, weil sie direkt die Luft abkühlen, und deshalb sind sie auch zuerst fast ausschliesslich dazu verwendet worden.

Indessen, ihre geringe Leistung gegenüber den Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten hat bald dazu geführt, diese letzteren auch hierfür zu gebrauchen, und man kann sagen, mit vollkommenem Erfolge.

Die Kühlsysteme können in zwei Gruppen eingetheilt werden:

1. Die Oberflächen-Ausstrahlung von Apparaten mit niedriger Temperatur, angebracht in den zu kühlenden Räumen selbst.
2. Apparate, welche grosse Mengen Luft, die ausserhalb der Räume abgekühlt ist, in die abzukühlenden Räume einführen.

Von den Systemen der ersten Gruppe ist zu nennen:

1. Das alte System Linde, darin bestehend, an die Decke der zu kühlenden Räume eine Reihe von geraden oder Schlangenröhren zu disponiren, analog denjenigen, die in Brauereien zur Kellerkühlung Ver-

wendung finden, und in denen man eine ungefrierbare, auf niedrige Temperatur gehaltene Flüssigkeit auf seinem Wege durch einen Refrigerator zirkuliren lässt.

Dieser Refrigerator bestand aus einem oder mehreren isolirten Behältern oder Kästen, ähnlich den Eiskästen, die Schlangen enthielten, in denen das flüssige Ammoniak zur Verdampfung gelangte. Die Zirkulation der ungefrierberen Flüssigkeit war durch eine rotirende Pumpe gesichert.

2. Das System Hall, bei Fleischkühlung benutzt, beruht auf demselben Prinzip; nur die Röhren oder Schlangen sind in den Kühlkammern durch besonders geformte Apparate ersetzt, bestehend aus Scheiben von zwei ausgebauchten Blechtellern, die zusammengenietet sind und einen Hohlraum zwischen sich bilden, in dem die kalte Flüssigkeit zirkuliren kann.

Diese vertikal angeordneten Apparate, mit Reihen von Scheiben in dem unteren Theile, besitzen eine grosse Kühloberfläche. Die zu kühlenden Fleischstücke hängen in parallelen Reihen zwischen den Reihen der Scheiben.

Die Zirkulation und Abkühlung erfolgt ebenso, wie vorhin beschrieben.

3. Das System de la Vergne. Die Salzwasser-Zirkulation und der Refrigerator fehlen. Das Ammoniak verdampft direkt in den Rohrsystemen mit Scheiben, ähnlich derjenigen an Heizkörpern, wodurch eine grosse Kühloberfläche hergestellt ist. Die Röhren werden an den oberen Theilen der Kühlräume angebracht; sie sind durch speziell geformte Flanschen verbunden und sorgsam abgedichtet, weil die geringste Undichtigkeit verderbliche Folgen haben könnte. Die Flanschen sind gut zusammengeschraubt und mit Bleiringen abgedichtet. Durch die Vermeidung des Salzwassers und direkte Wirkung des Ammoniaks werden die Kälteverluste auf ein Minimum reduzirt, und ebenso der Temperatur-Unterschied zwischen der zu erzeugenden Temperatur in dem Kühlraume und der Ansaugetemperatur der Maschine.

Alle diese Systeme besitzen folgende Unannehmlichkeiten:

1. Die Luft in den Kühlräumen bleibt fast in Ruhe, erneuert sich schlecht um die kalten Wände herum, und die Kälteübertragung vollzieht sich langsam, wodurch die erforderliche Abkühlungszeit grösser wird.
2. Die Luft der Kühlräume enthält immer anfangs eine gewisse Menge Feuchtigkeit, welche sich während der Abkühlung auf den abzukühlenden Gegenständen, an den Wänden des Raumes und besonders auf den Kühloberflächen niederschlägt. Diese werden dann mit einer dichten Schicht Schnee bedeckt, welche die Kältetransmission sehr vermindert und zu ihrer Entfernung häufig viel Zeit und Arbeit gebraucht.

Die Apparate von Hall sind in dieser Hinsicht nicht bequem. Die Röhren von de la Vergne sind sehr kostspielig wegen der Sorgsamkeit, mit der sie angebracht werden müssen, weil der geringste Ammoniakverlust den Verlust des ganzen zu kühlenden Fleisches zur Folge haben kann.

Diese Vorrichtungen sind besonders schlecht, wenn es sich um Erhaltung von Fleisch handelt, das leicht einen alten Geschmack annimmt, und in einem abgeschlossenen Raume leicht schimmelig wird. Das erfordert für diesen Zweck günstigere Apparate.

Wir wollen nebenbei das Pictet-Verfahren erwähnen, das in dem Regnenlassen einer Menge kalter ungefrierbarer Flüssigkeit in dem abzukühlenden Raume besteht. Die Abkühlung der Luft wird begleitet von der Aufsaugung seiner Feuchtigkeit in die Flüssigkeit, und dieser Regen

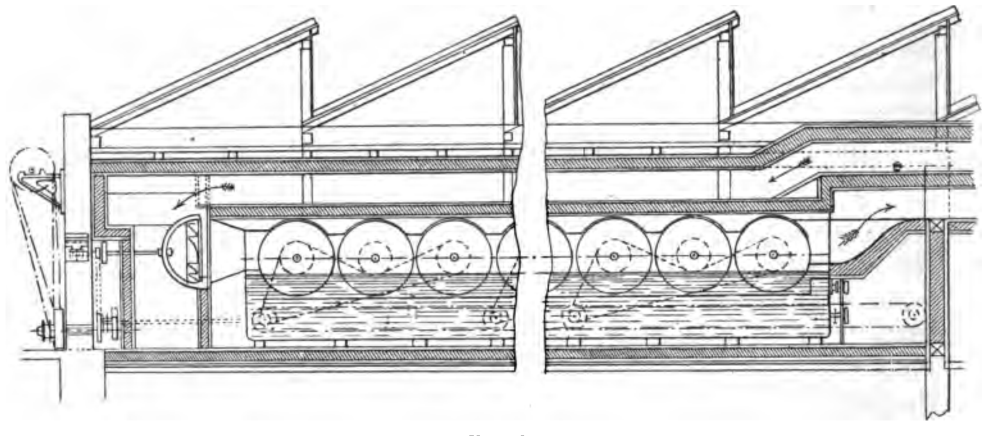


Fig. 13.

genügt, durch die Temperaturdifferenzen die erforderliche Erneuerung der Luft in dem Raume herbeizuführen.

Unter den Vorrichtungen, begründet auf der Anwendung von Luftzirkulation sei erwähnt:

Das System Linde, bei welchem die abzukühlende Luft einen Scheibenapparat passirt, der aus einem grossen Behälter besteht, angefüllt mit einer Flüssigkeit von sehr niedriger Temperatur, die durch Verdampfung von Ammoniak in Rohrschlangen abgekühlt wird, analog der Einrichtung in Eiskästen (Fig. 13). In diese Flüssigkeit tauchen dünne kreisrunde metallische Scheiben von grossem Durchmesser, und in geringer Entfernung von einander angebracht. Die Scheiben sind befestigt auf mit mässiger Geschwindigkeit rotirenden Wellen; sie tauchen nur zum Theil mit der unteren Hälfte in die Flüssigkeit, und sind auf dem oberen Theil mit einer Haube bedeckt, so dass ein auf einem Ende in den Apparat geleiteter Luftstrom genöthigt ist, sich zu vertheilen und in dünnen Strömen zwischen die verschiedenen Scheiben sich zum anderen Ende

des Apparates durchzuwinden. Auf diese Weise wird die Luft einer sehr grossen Kühloberfläche ausgesetzt bei nur geringer Raumbeanspruchung, und diese Oberflächen sind beständig sehr kalt gehalten, weil sie während ihrer Drehung beständig in das Bad ungefrierbarer Flüssigkeit eintauchen. Eine kleine Dampfmaschine oder Transmission zum Antriebe setzt einen Ventilator gleichzeitig in Bewegung zum Durchblasen der Luft durch die von ihr ebenfalls angetriebenen Scheibenaxen, und ebenso eine Rotationspumpe zur Zirkulation der ungefrierbaren Flüssigkeit.

Eine Modifikation dieses Apparates besteht in Ersatz der Scheiben durch Cylinder aus perforirtem Blech, die sich um ihre Welle drehen und dabei einen feinen Regen der mitgenommenen kalten Flüssigkeit herabfallen lassen, durch den der Luftstrom streicht.

Diese verschiedenen Apparate sind sehr wirksam, und bringen den Unterschied der Temperatur der abgekühlten Luft und der Temperatur des Ammoniaks am Ausgang des Kühlapparates auf ein Minimum herab.

Der Unterschied zwischen der Lufttemperatur beim Verlassen des Kühlapparates und der Temperatur des Salzwassers beträgt gewöhnlich nur $^1/_2$ bis höchstens ein Grad C. Der Unterschied zwischen der Eintritts- und Austrittstemperatur der Luft ist etwa drei bis fünf Grad C.

Diese Apparate haben manchmal eine Unannehmlichkeit, die ihnen und dem Pictet-System gemeinsam ist, darin bestehend, dass die in das sehr kalte Salzwasser eintretende Luft einen Theil ihrer Feuchtigkeit verliert, die von dem Salzwasser aufgenommen wird. Daraus folgt, dass das Wasservolumen in dem Behälter nach und nach grösser, und dass die Lösung schwächer wird. Wenn man darauf nicht achtet, so kann es vorkommen, dass sich Eis an den Schlangenröhren absetzt, besonders wenn der Saugdruck verringert wird. Um dies zu vermeiden, muss man Sorge tragen, den Dichtigkeitsgrad der Lösung konstant zu erhalten, sei es durch Ablassen eines Theiles der Lösung und Zusetzen von Salz, sei es durch Erhitzung eines Theiles der Lösung ausserhalb des Behälters. Die täglich verdampfte Flüssigkeitsmenge muss dann gleich der täglich aufgenommenen sein.

Wenn die zu erzielenden Temperaturen sehr niedrig sind, so wird es schwer, das Ansetzen von Eis an die Röhren ganz zu vermeiden, denn die Lösung müsste dann immer sehr konzentrirt sein.

Das System Fixary beruht auf Anwendung eines Kühlers, der aus Rohrschlangen geringen Durchmessers besteht, in denen das Ammoniak verdampft. Er wird im Allgemeinen aus zwei oder drei solchen Schlangensystemen gebildet, in denen die durch einen Ventilator mit einer Geschwindigkeit von sechs bis sieben Meter pr. Sekunde eingeblasene Luft zirkulirt (Fig. 12).

Der Kühler und der Ventilator sind von isolirten Wänden umgeben, um die Kälteverluste zu reduziren.

Nach einer gewissen Zeit beginnen die Röhren der ersten Abtheilung zu befrieren, während die anderen frei bleiben. Man wechselt dann die Richtung des Luftstromes, bis alle Röhren gleichmässig mit Eis bedeckt sind. Wenn das Eis so dick ist, dass es genirt, so beginnt man mit dem Abthauen. Zu dem Zwecke lässt man entweder warme Luft (Aussenluft) zirkuliren unter Absperrung des Ammoniaks in den Röhren; oder man lässt in die Röhren flüssiges und daher warmes Ammoniak aus dem Kon-

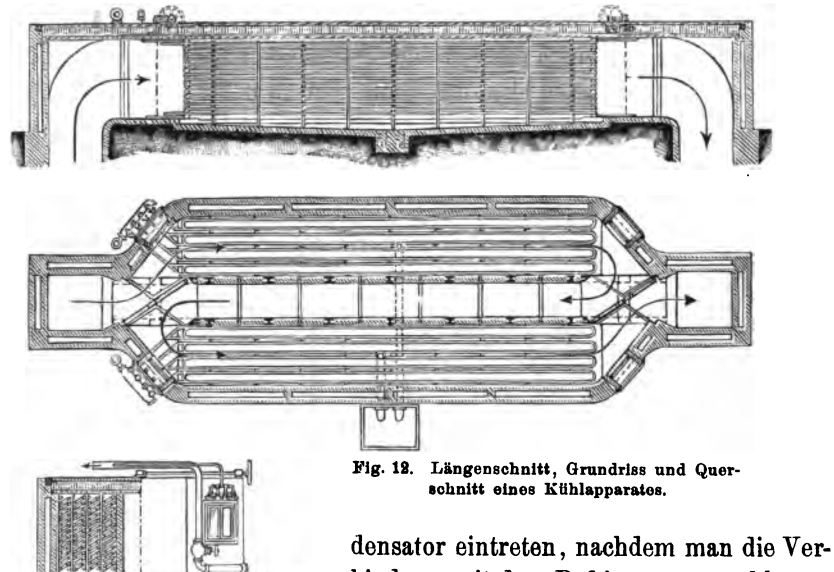


Fig. 12. Längenschnitt, Grundriss und Querschnitt eines Kühlapparates.

densator eintreten, nachdem man die Verbindung mit dem Refrigerator geschlossen hat; oder endlich, man thut beides.

Das Abthauen vollzieht sich gewöhnlich in weniger, als einer Stunde. Das Schmelzwasser läuft über Zinkbleche und sammelt sich unten im Apparat, von wo es durch einen Hahn abgelassen wird.

Die Fixary-Apparate werden manchmal mit der Aenderung angewendet, dass in den Schlangen Salzwasser statt Ammoniak zirkulirt, um schädliche Folgen zu vermeiden, welche durch Entweichen von Ammoniak in die zu kühlende Luft entstehen würden. Diese Aenderung nimmt namentlich Linde in Schiffs-Kältemaschinen vor.

Die in den Kühlern von Linde oder Fixary abgekühlte Luft wird den Kühlräumen durch sorgfältig isolirte Rohrleitungen wieder zugeführt. Dieselben sind mit Schiebern oder regulirbaren Oeffnungen ausgestattet, um die Kältegrade in den verschiedenen Kühlräumen reguliren zu können.

Wir haben gesehen, dass es durchaus von Vortheil ist, den Unterschied zwischen der Temperatur in dem Kühlraum und der Ansauge-

temperatur des Kompressors auf ein Minimum zu bringen, um die höchste Leistung zu erzielen.

Andererseits können die Temperaturen in den verschiedenen Kühlräumen nicht immer die gleichen sein. Um dies möglichst vortheilhaft zu gestalten, versieht Linde jeden Kühlraum mit seinem besonderen Röhrensystem, um sie unabhängig von einander funktioniren zu lassen. Sie werden dann manchmal durch eine besondere Maschine, oder durch eine halbe (eine Cylinderseite) bedient.

In den grösseren Einrichtungen hat Fixary vorgezogen, doppelte Saugleitung zu legen, um jeden Kompressor und jeden Kühlapparat mit einander in Verbindung bringen zu können. Die erste mit hohem Druck ist für Kammern mit mässiger Temperatur bestimmt; die zweite mit niedrigem Druck, aber für Kammern, in denen sehr starke Kälte herrschen soll.

Die Gefrier- und Konservirungs-Einrichtungen von Fleisch nach den Systemen Linde und Fixary haben vollkommen befriedigt, ebenso bezüglich der Qualität der Produkte, als der Leichtigkeit der Bedienung und der Unterhaltung der Kühlkammern und Einrichtungen.

43. Andere Anwendungen von Maschinen mit flüchtigen Flüssigkeiten.

Die anderen Anwendungen dieser Maschinen sind schon sehr zahlreich, und man findet jeden Tag neue Verwendungen in allen Zweigen der chemischen Industrien, besonders in den Gährungsgewerben, bei denen es von grosser Wichtigkeit ist, nach Belieben den Gährungsverlauf regeln zu können, endlich auch sogar bei öffentlichen Arbeiten (hauptsächlich für die Gründung von Brunnen in ungünstigen wasserhaltigen Terrains). Aber ihre detaillirte Prüfung erfordert eine spezielle Behandlung und es muss speziell in das Studium der Industrien eingetreten werden, in welchen die Anwendungen eine Rolle spielen, um die Einrichtungen praktisch und zweckentsprechend treffen zu können.

Bezüglich der Ausführungen von Maschinen und Anlagen aller Art, sowie aller praktischen Fragen der Kälteerzeugung sei auf das mehrfach erwähnte Buch Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen von Gottlieb Behrend verwiesen.




TP432
M27
UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

